



TESIS (TM 142501)

**KARAKTERISASI PERFORMA MESIN DIESEL
SISTEM *DUAL FUEL* SOLAR-CNG TIPE LPIG
DENGAN PENGATURAN *START OF INJECTION*
DAN DURASI INJEKSI CNG**

AHMAD ARIF
NRP 2113202003

DOSEN PEMBIMBING
Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T.

PROGRAM MAGISTER
BIDANG KEAHLIAN REKAYASA KONVERSI ENERGI
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2015



THESIS (TM 142501)

CHARACTERIZATION OF DIESEL ENGINE PERFORMANCE DUAL FUEL SYSTEM LPG TYPE WITH SETTING START AND DURATION OF INJECTION CNG

AHMAD ARIF
NRP 2113202003

ACADEMIC ADVISOR
Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T.

MASTER PROGRAM
CONVERSION OF ENERGY ENGINEERING
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2015

Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar
Magister Teknik (M.T)

di

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

AHMAD ARIF
NRP. 2113202003

Tanggal Ujian : 9 Juli 2015
Periode Wisuda : September 2015

Disetujui oleh:

1. Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T......(Pembimbing)
NIP. 19730116 199702 1 001
2. Dr. Ir. Budi Utomo K. W., M.Sc......(Penguji I)
NIP. 19531219 198103 1 001
3. Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T......(Penguji II)
NIP. 19710405 199702 1 001
4. Ary Bachtiar K.P., S.T., M.T., Ph.D......(Penguji III)
NIP. 19710524 199702 1 001

Direktur Program Pascasarjana,

Prof. Dr. Ir. Adi Soeprijanto, M.T.
NIP. 19640405 199002 1 001

KARAKTERISASI PERFORMA MESIN DIESEL SISTEM *DUAL FUEL* SOLAR-CNG TIPE LPIG DENGAN PENGATURAN *START OF INJECTION* DAN DURASI INJEKSI CNG

Nama Mahasiswa : Ahmad Arif
NRP : 2113202003
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Pembimbing : Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.

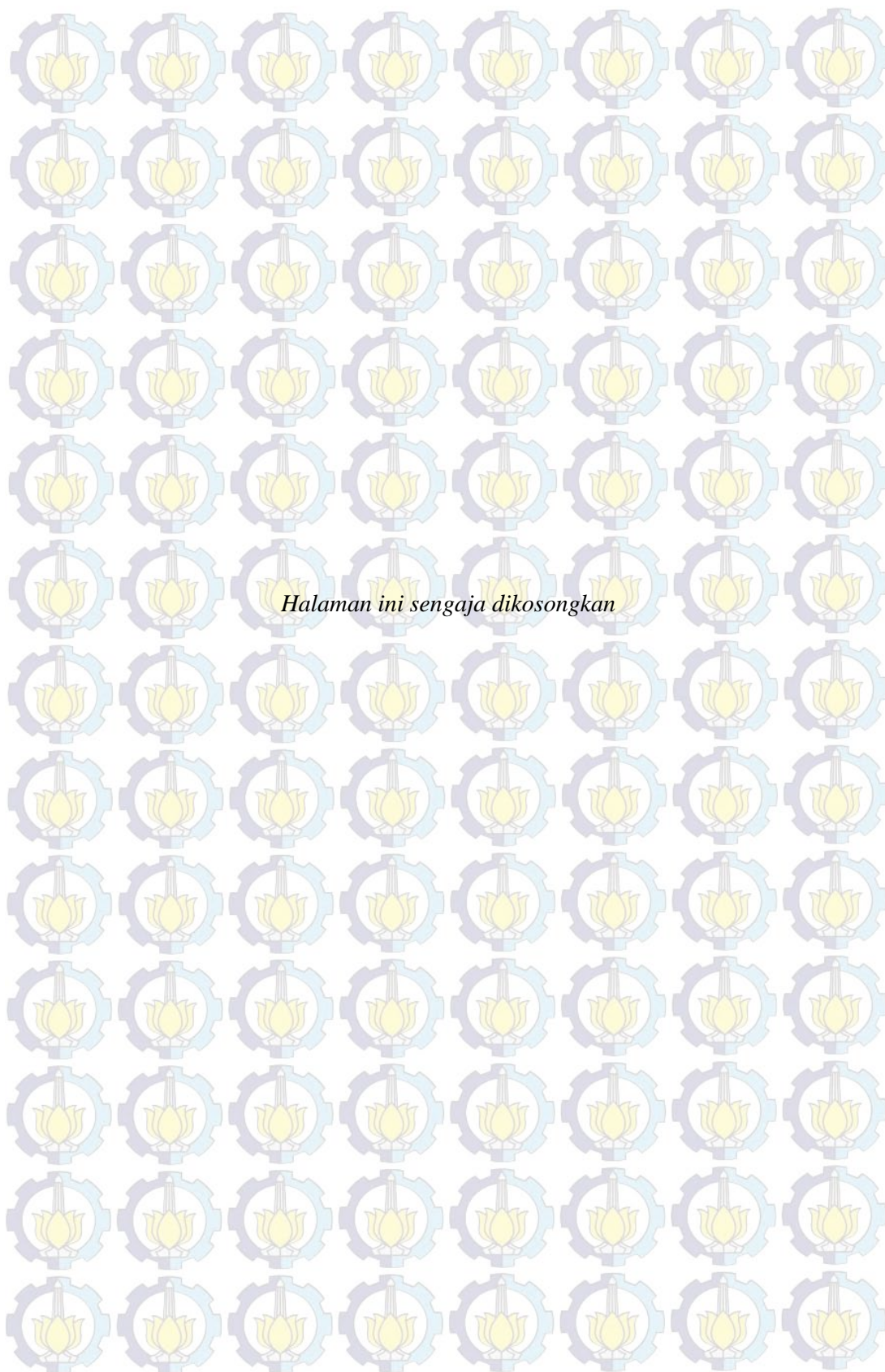
ABSTRAK

Manfaat potensial menggunakan *compressed natural gas* (CNG) pada mesin diesel dengan sistem *dual fuel* adalah lebih ekonomis dan ramah lingkungan. Namun masih terdapat permasalahan pada aplikasi sistem *dual fuel* saat ini, yaitu performa yang cenderung menurun pada saat beban rendah dan akselerasi (penambahan kecepatan pada mesin otomotif atau penambahan beban pada mesin stasioner). Penelitian ini bertujuan untuk meningkatkan performa mesin diesel sistem *dual fuel* tipe *low pressure injected gas* (LPIG) berbahan bakar solar dan CNG yang dilakukan pada mesin diesel *single cylinder* yang telah dimodifikasi menjadi sistem *dual fuel*.

Penelitian ini dilakukan secara eksperimental dengan menginjeksikan CNG melalui injektor ke *intake manifold* yang dikontrol menggunakan ECU *Programmable*. Metode yang digunakan untuk mengetahui nilai pengaturan yang optimum adalah dengan melakukan *mapping start of injection* dan durasi injeksi CNG melalui *software* VEMSTONE pada komputer. *Start of injection* yang digunakan dalam penelitian ini adalah 35°, 40° dan 45° *after top dead center* (ATDC) dan durasi injeksi sebesar 25, 23 dan 21 *milisecond* (ms). Pengujian dilakukan dengan putaran mesin konstan pada 1500 rpm dan pembebanan bervariasi dari 500 Watt sampai 4000 Watt dengan *interval* 500 Watt.

Hasil yang didapatkan dari penelitian menunjukkan bahwa pengaturan paling optimal terjadi pada *start of injection* 45° ATDC dengan durasi injeksi 25 ms, yaitu terjadi peningkatan SFC *dual fuel* rata-rata yang paling kecil sebesar 31,51%. Hal tersebut menurunkan SFC solar rata-rata sebesar 55,64% atau terjadi substitusi solar oleh CNG sebesar 47,15%.

Kata kunci: Mesin Diesel *Dual Fuel* Solar-CNG, Tipe LPIG, *Start of Injection*, Durasi Injeksi, dan Performa.



CHARACTERIZATION OF DIESEL ENGINE PERFORMANCE DUAL FUEL SYSTEM LPIG TYPE WITH SETTING START AND DURATION OF INJECTION CNG

Name : Ahmad Arif
NRP : 2113202003
Department : Teknik Mesin FTI-ITS
Advisor : Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.

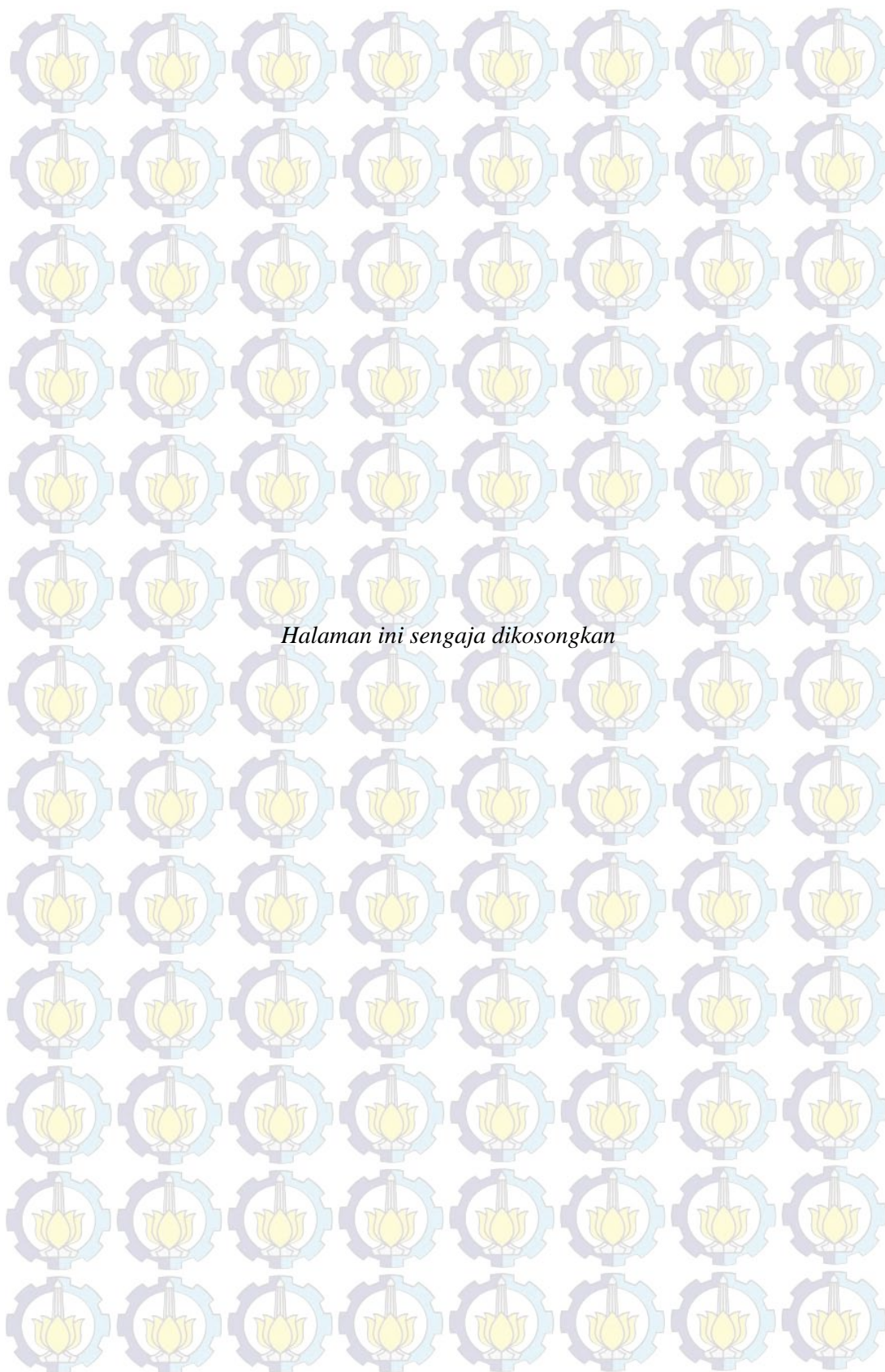
ABSTRACT

Potential benefits of using compressed natural gas (CNG) in diesel engine with dual fuel system is more economical and environmentally friendly. But there are still problems in the application of dual fuel systems today, namely performance tends to decrease during the low load and acceleration (additional speed on automotive engines or addition of load on the engine stationary). This study aimed to improve diesel engine performance dual fuel system type of low pressure injected gas (LPIG) diesel and CNG are performed on single cylinder diesel engine that has been modified into a dual fuel system.

This study was carried out experimentally by injecting CNG through the injector into the intake manifold is controlled using a programmable ECU. The method used to determine the optimum setting values is to do a mapping start of injection and injection duration CNG through VEMSTUNE software on the computer. Start of injection were used in this study was 35 °, 40 ° and 45 ° after top dead center (ATDC) and injection duration by 25, 23 and 21 milliseconds (ms). Testing is done with a constant engine speed at 1500 rpm and load varies from 500 Watt to 4000 Watt at intervals of 500 Watt.

The results obtained from the study showed that the most optimal setting occurs at the start of injection 45 ° ATDC with duration of injection 25 ms, which is an increase SFC average dual fuel smallest at 31.51%. This reduces the solar SFC average of 55.64% or substitution of solar fuel by CNG amounted to 47.15%.

Keywords: Diesel dual fuel diesel-CNG, LPIG type, Start of injection, Duration of injection, and Performance.



KATA PENGANTAR

Segala puji hanya bagi Allah Ta'ala yang selalu melimpahkan rahmat dan karunia-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan tesis ini dengan judul **"Karakterisasi Performa Mesin Diesel Sistem *Dual Fuel* Solar-CNG Tipe LPIG dengan Pengaturan *Start of Injection* dan Durasi Injeksi CNG"**.

Walaupun berbagai halangan dan rintangan yang penulis temukan dalam proses penulisan tesis ini, namun Alhamdulillahirabbil'alamiin penulis dapat menyelesaikannya.

Tesis ini merupakan tahapan persyaratan kelulusan Program Studi S-2 di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Keberhasilan tesis ini tidak terlepas dari bantuan serta dukungan dari berbagai pihak. Untuk itu penulis menyampaikan banyak terima kasih dan penghargaan kepada:

1. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D., selaku Koordinator Program S-2 Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.
2. Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T., selaku kepala Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar dan Dosen Pembimbing.
3. Bapak Dr. Ir. Budi Utomo K. W., M.Sc., Bapak Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T., dan Bapak Ary Bachtiar K. P., S.T., M.T., Ph.D., selaku Dosen Penguji sidang tesis dan segenap Dosen dan Karyawan Jurusan Teknik Mesin.
4. Ayah, Ibu, Adik, dan seluruh keluarga besar yang penulis sayangi yang selalu memberikan semangat dan doa.
5. Rekan-rekan S-2 Rekayasa Konversi Energi di Jurusan Teknik Mesin, teman-teman Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar FTI-ITS, teman-teman kos dan pengajian yang seperjuangan dalam menuntut ilmu.
6. Serta semua pihak yang telah membantu dalam penyelesaian tesis ini yang tidak dapat penulis sebutkan satu per satu.

Penulis menyadari bahwa tesis ini masih banyak terdapat kekurangan dan kelemahan. Oleh karena itu, penulis mengharapkan kritik dan saran yang bersifat konstruktif sebagai penyempurnaan tesis ini. Semoga amal kebaikan dari berbagai pihak di atas mendapat imbalan yang sepadan dari Allah Ta'ala. Amiin.

Surabaya, 4 Agustus 2015

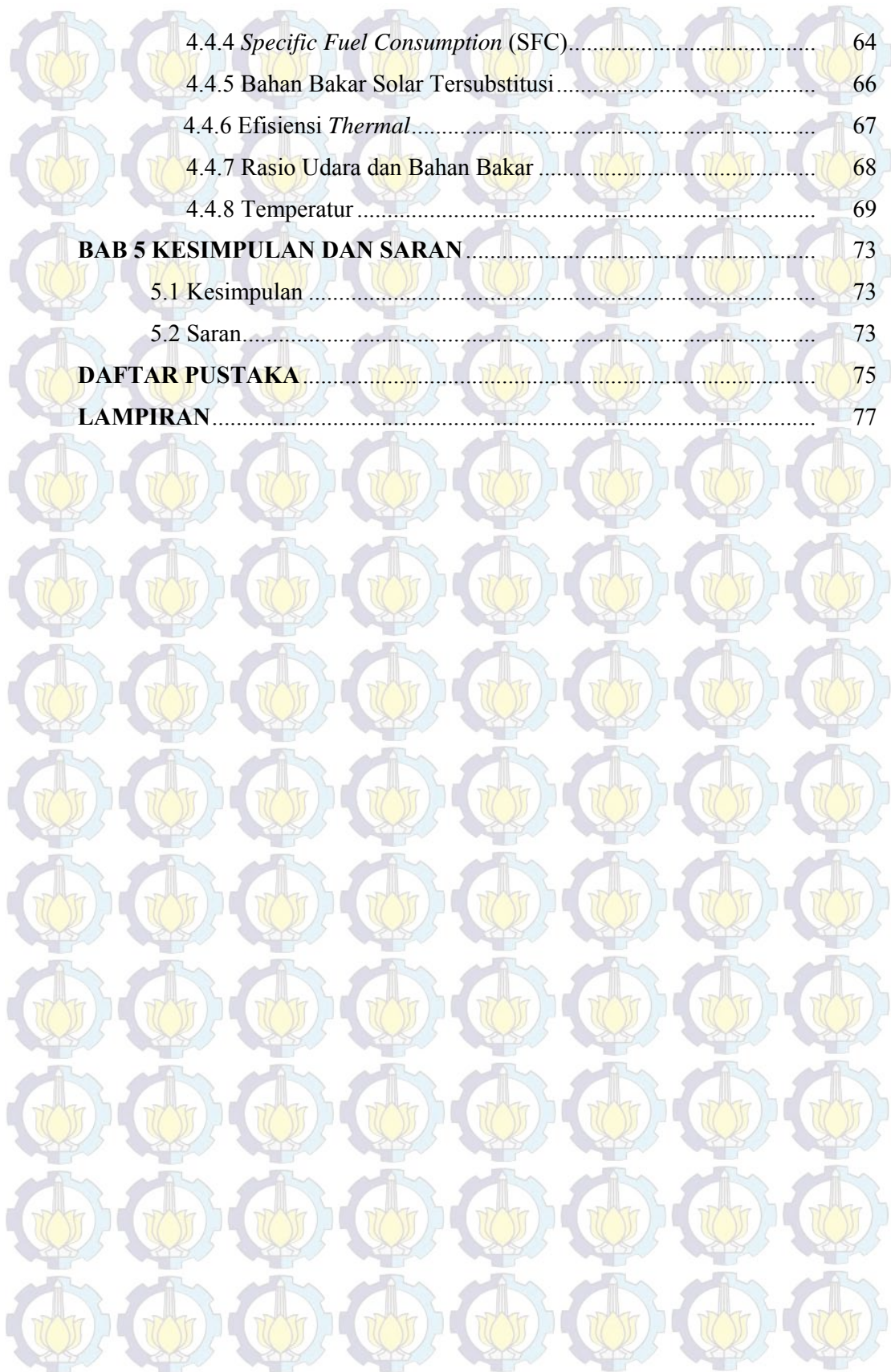
Penulis

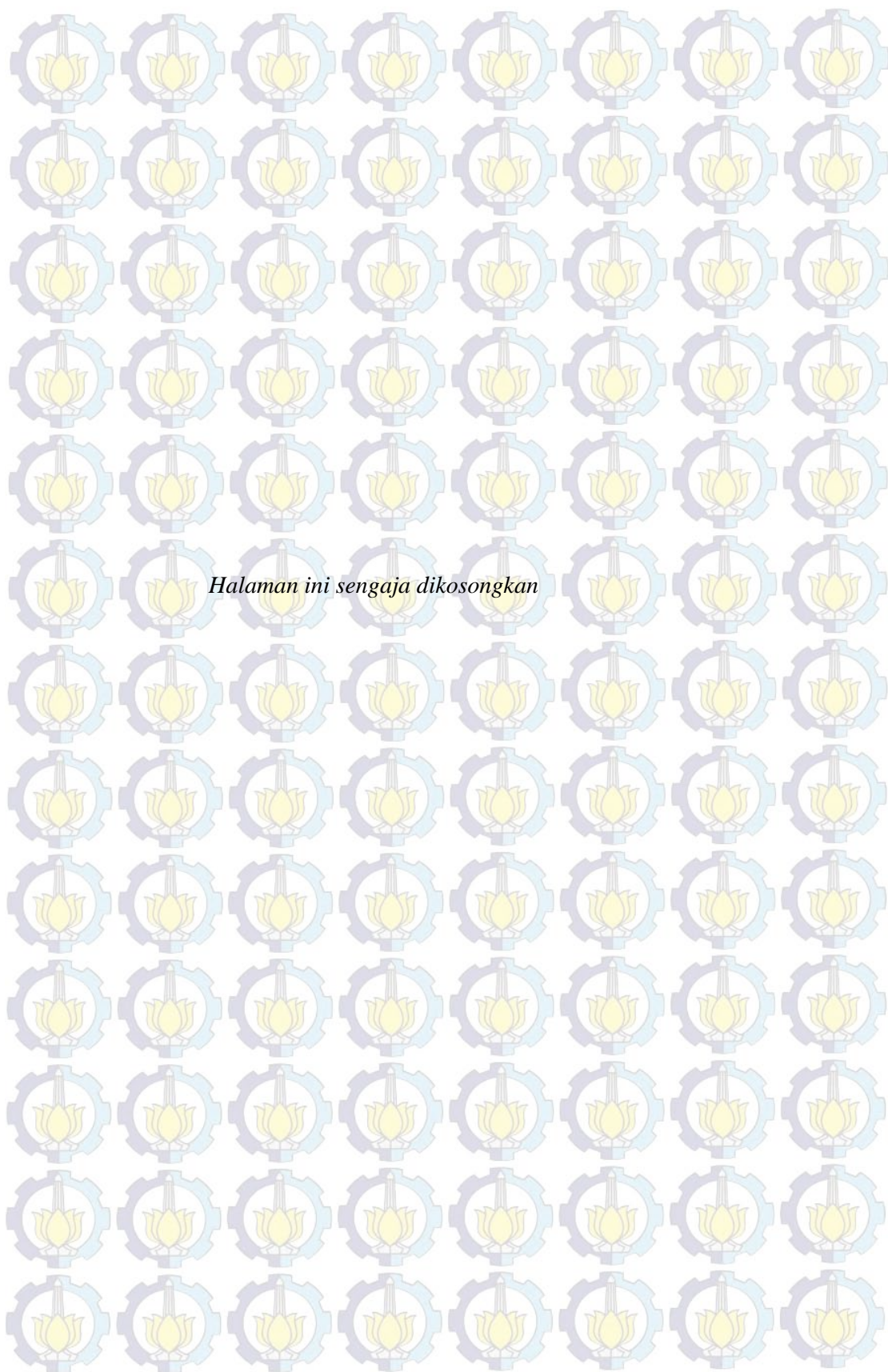
DAFTAR ISI

	Halaman
ABSTRAK	iii
ABSTRACK	v
KATA PENGANTAR	vii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR TABEL	xiii
DAFTAR GAMBAR	xv
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	3
1.3 Batasan Masalah	3
1.4 Tujuan Penelitian	3
1.5 Manfaat Penelitian	4
BAB 2 DASAR TEORI DAN TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Bahan Bakar	5
2.1.1 Bahan Bakar Solar	5
2.1.2 Bahan Bakar Gas	8
2.2 Teori Pembakaran	10
2.2.1 Perhitungan Stoikiometri Kebutuhan Udara	10
2.2.2 Pembakaran Non Stoikiometri	11
2.3 Motor Diesel	12
2.3.1 Prinsip Kerja Motor Diesel Empat Langkah	12
2.3.2 Proses Pembakaran Motor Diesel	14
2.3.3 <i>Governor</i>	16
2.3.4 Unjuk Kerja Mesin Diesel	19
2.4 Mesin <i>Dual Fuel</i>	22
2.4.1 Prinsip Kerja Mesin Diesel <i>Dual Fuel</i>	22
2.4.2 Keuntungan Dan Kerugian Sistem <i>Dual Fuel</i>	23
2.4.3 Teknologi Sistem <i>Dual Fuel</i> Pada Mesin Diesel Saat Ini	24

2.4.4 Sensor Utama Mesin Diesel <i>Dual Fuel</i>	27
2.4.5 <i>Conversion Kit</i>	28
2.5 Pengaruh <i>Start of Injection</i> Terhadap Performa Mesin	28
2.6 Pengaruh Durasi Injeksi Terhadap Performa Mesin.....	29
2.7 Penelitian Terdahulu	29
BAB 3 METODA PENELITIAN	35
3.1 Alat Uji	35
3.2 Alat Ukur	39
3.3 Bahan Bakar	42
3.4 Prosedur Pengujian	42
3.4.1 Memodifikasi Mesin <i>Single Fuel</i> Menjadi <i>Dual Fuel</i>	42
3.4.2 Tahapan Pengujian	43
3.5 Rancangan Eksperimen	46
3.6 Skema Penelitian	47
3.7 <i>Flowchart</i> Penelitian	48
3.7.1 <i>Flowchart Single Fuel</i>	48
3.7.2 <i>Flowchart Dual Fuel</i>	50
BAB 4 HASIL PENELITIAN DAN PEMBAHASAN	51
4.1 Pengambilan Data.....	51
4.2 Perhitungan Durasi Injeksi Bahan Bakar CNG	51
4.3 Perhitungan Unjuk Kerja	52
4.3.1 Laju Aliran Massa Fluida (\dot{m})	52
4.3.2 Daya Efektif.....	55
4.3.3 Torsi.....	55
4.3.4 <i>Brake Mean Effective Pressure</i> (BMEP).....	56
4.3.5 <i>Specific Fuel Consumption</i> (SFC)	57
4.3.6 Efisiensi <i>Thermal</i>	58
4.3.7 <i>Air Fuel Ratio</i> (AFR).....	58
4.4 Analisa Unjuk Kerja	59
4.4.1 Daya Efektif.....	60
4.4.2 Torsi.....	61
4.4.3 <i>Brake Mean Effective Pressure</i> (BMEP).....	63

4.4.4 <i>Specific Fuel Consumption</i> (SFC).....	64
4.4.5 Bahan Bakar Solar Tersubstitusi.....	66
4.4.6 Efisiensi <i>Thermal</i>	67
4.4.7 Rasio Udara dan Bahan Bakar	68
4.4.8 Temperatur	69
BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN	73
5.1 Kesimpulan	73
5.2 Saran.....	73
DAFTAR PUSTAKA	75
LAMPIRAN	77





DAFTAR GAMBAR

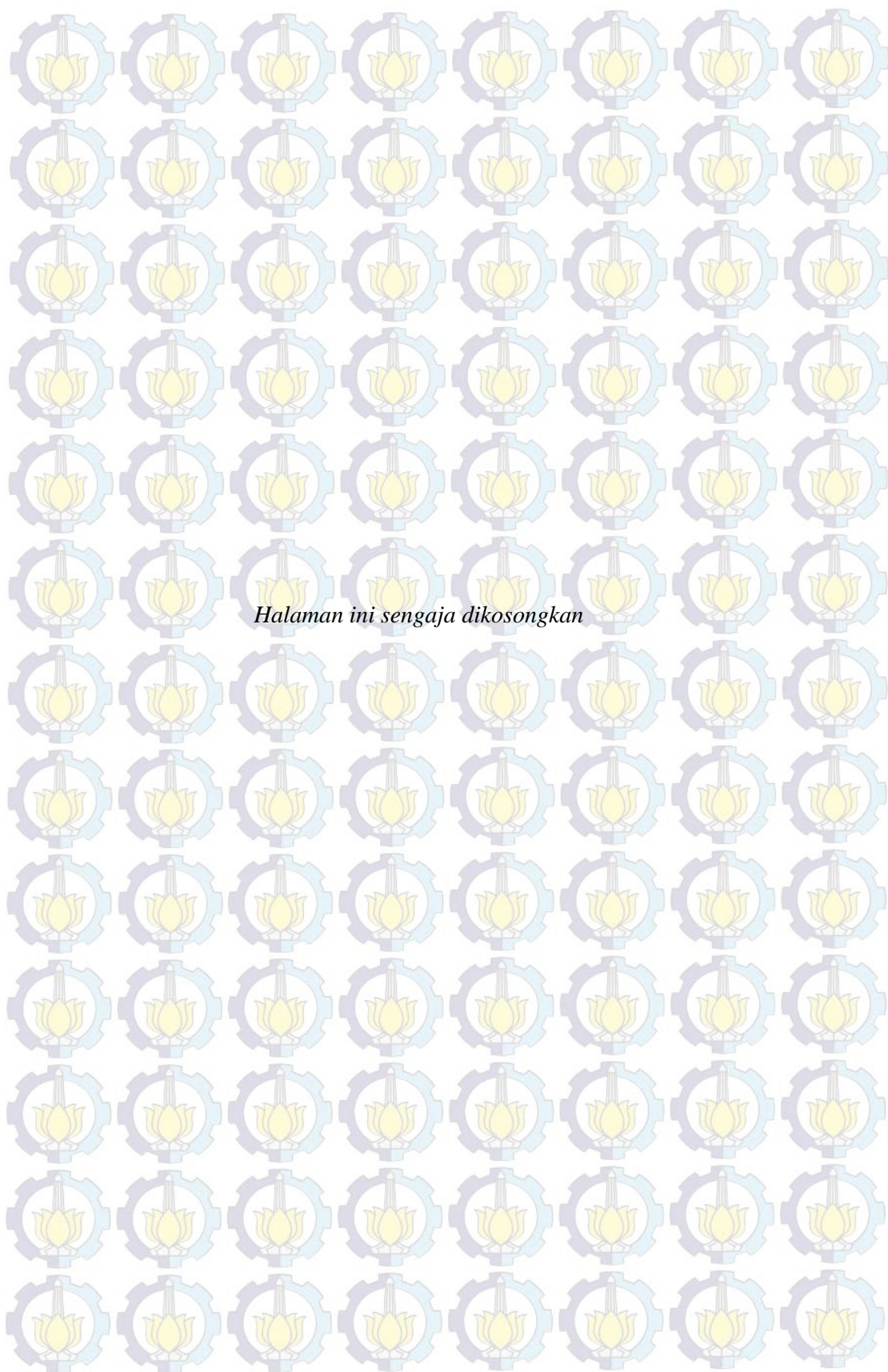
Gambar 2.1 Prinsip kerja dan diagram katup motor diesel empat langkah	14
Gambar 2.2 Tahapan pembakaran pada motor diesel	14
Gambar 2.3 <i>Governor</i> sentrifugal	16
Gambar 2.4 Skema kerja <i>governor</i> mekanis-hidrolis	17
Gambar 2.5 Skema pengendalian <i>governor</i> tipe mekanis-hidrolis (<i>woodward governor</i>)	19
Gambar 2.6 Tipe <i>Low Pressure Injected Gas</i>	25
Gambar 2.7 Tampak potong mesin diesel yang menggunakan <i>High Pressure Injected Gas</i> (HPIG) atau <i>Direct Injection Natural Gas</i> (DING)	26
Gambar 2.8 Skema pencampuran gas-udara dengan mekanisme venturi.....	27
Gambar 2.9 Grafik tekanan maksimum silinder (P_{max}) terhadap beban (<i>load</i>) pada (a) $N=1500$ rpm dan (b) $N=2000$ rpm	30
Gambar 2.10 Grafik daya (kW) terhadap putaran mesin (rpm)	31
Gambar 2.11 HRR dan tekanan silinder terhadap <i>injection timing</i> pada (a) BMEP = 0.240 MPa, (b) BMEP = 480 MPa dan (c) BMEP = 0.767 MPa.....	33
Gambar 3.1 Mesin Diesel Diamond Di 800.....	36
Gambar 3.2 <i>Electrical Generator</i> Daiho.....	37
Gambar 3.3 <i>Pressure Reducer Adaptive Tomasetto</i> AT 12	37
Gambar 3.4 Injektor CNG Valtek	38
Gambar 3.5 Skema ECU <i>Programmable</i>	39
Gambar 3.6 Konfigurasi <i>pitot static tube</i> dan manometer V	40
Gambar 3.7 Contoh pengaturan <i>mapping start of injection</i> (SOI) dan durasi injeksi (DI) bahan bakar CNG.....	45
Gambar 3.8 Skema penelitian	47
Gambar 3.9 <i>Flowchart</i> penelitian <i>single fuel</i>	48
Gambar 3.10 <i>Flowchart</i> penelitian <i>dual fuel</i>	50
Gambar 4.1 Grafik daya efektif fungsi beban.....	60

Gambar 4.2 Grafik torsi fungsi beban.....	62
Gambar 4.3 Grafik BMEP fungsi beban.....	63
Gambar 4.4 Grafik SFC <i>dual fuel</i> fungsi beban.....	64
Gambar 4.5 Grafik SFC solar fungsi beban.....	65
Gambar 4.6 Grafik solar tersubstitusi fungsi beban.....	66
Gambar 4.7 Grafik efisiensi <i>thermal</i> fungsi beban.....	67
Gambar 4.8 AFR fungsi beban.....	69
Gambar 4.9 Grafik temperatur gas buang fungsi beban.....	70
Gambar 4.10 Grafik temperatur bodi mesin fungsi beban.....	71
Gambar 4.11 Grafik temperatur oli pelumas fungsi beban.....	71
Gambar 4.12 Grafik temperatur cairan pendingin fungsi beban.....	72



DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 <i>Properties</i> bahan bakar solar.....	8
Tabel 2.2 Komposisi kimia CNG.....	9
Tabel 2.3 <i>Properties</i> CNG	10
Tabel 3.1 Rancangan Eksperimen.....	46





BAB 1 PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Jumlah kendaraan setiap tahunnya terus bertambah, hal ini mengakibatkan konsumsi dan harga bahan bakar minyak bumi juga terus mengalami peningkatan, sedangkan persediaannya semakin menipis. Di sisi lain, masih tersedia cadangan bahan bakar gas yang cukup melimpah dengan harga yang relatif murah, tetapi belum dimanfaatkan secara optimal. *Compressed natural gas* (CNG) merupakan salah satu jenis bahan bakar gas paling potensial yang tersedia untuk *internal combustion engine* (motor pembakaran dalam) karena lebih ekonomis dan ramah lingkungan. Sebuah teknologi yang menjanjikan untuk digunakan pada motor pembakaran dalam adalah sistem *dual fuel* (bahan bakar ganda) [1].

Mesin diesel sistem *dual fuel* adalah mesin diesel yang ditambahkan bahan bakar gas pada *intake manifold* atau langsung ke ruang bakar dan penyalaan pembakaran dilakukan oleh semprotan solar yang disebut *pilot fuel*. Saat ini terdapat tiga tipe sistem *dual fuel* yang digunakan pada mesin diesel [2], yaitu *Low Pressure Injected Gas* (LPIG), *High Pressure Injected Gas* (HPIG) dan *Combustion Air Gas Integration* (CAGI). Tipe CAGI merupakan tipe yang banyak digunakan karena lebih murah secara ekonomis dibandingkan dengan dua sistem yang lainnya karena tidak menggunakan injektor maupun pompa bertekanan tinggi dan tidak membutuhkan model yang rumit sehingga apabila suplai gas habis atau tersendat maka sistem akan langsung bekerja dengan 100% bahan bakar diesel. Kekurangan tipe ini adalah adanya kemungkinan sebagian gas keluar bersama gas buang pada saat katup isap dan buang sama-sama berada pada posisi terbuka (*overlap*) sehingga terjadi pemborosan penggunaan bahan bakar gas.

Sedangkan tipe HPIG dapat mencegah terbuangnya sebagian bahan bakar gas bersamaan dengan gas buang hasil pembakaran karena bahan bakar gas hanya diinjeksikan setelah katup buang tertutup. Namun tipe ini membutuhkan biaya yang sangat besar karena harus menyediakan injektor tekanan tinggi untuk suplai bahan bakar gas, kompresor bertekanan tinggi dan pipa-pipa khusus untuk suplai bahan



bakar gas yang tahan terhadap tekanan tinggi. Oleh karena itu, secara teoritis tipe sistem *dual fuel* yang lebih efisien digunakan pada adalah LPIG, karena tipe ini dapat mengurangi potensi gas terbuang karena gas hanya disuplai setelah katup isap terbuka dan katup buang tertutup sehingga penyuplaian bahan bakar gas lebih efisien. Selain itu, tipe LPIG juga membutuhkan biaya yang lebih murah dibandingkan tipe HPIG.

Permasalahan yang terdapat pada aplikasi sistem *dual fuel* saat ini adalah performa yang cenderung menurun pada saat beban rendah dan akselerasi (penambahan kecepatan pada mesin otomotif atau penambahan beban pada mesin stasioner) [3,4]. Untuk meningkatkan performa mesin diesel *dual fuel* dibutuhkan pengaturan beberapa parameter dalam penyuplaian bahan bakar gas, diantaranya adalah *start of injection* (awal injeksi) dan durasi injeksi bahan bakar gas. *Start of injection* sangat menentukan proses pembakaran di dalam silinder sehingga akan mempengaruhi performa dan emisi gas buang yang dihasilkan oleh mesin diesel, termasuk yang menggunakan *dual fuel*. Untuk itu, dibutuhkan sudut awal injeksi yang tepat dalam menginjeksikan bahan bakar ke dalam ruang bakar agar didapatkan pembakaran yang sempurna sehingga akan meningkatkan performa mesin dan mengurangi emisi gas buang [5]. Adapun durasi injeksi adalah suatu proses lamanya injektor menginjeksikan bahan bakar ke dalam ruang bakar pada setiap silinder. Lamanya durasi injeksi menentukan jumlah bahan bakar yang disemprotkan ke dalam ruang bakar, pada bahan bakar gas yang mempunyai nilai *density* yang rendah maka perlu dilakukan pengaturan durasi injeksi dari keadaan standarnya [4].

Berdasarkan uraian di atas, maka pada penelitian ini akan dilakukan optimasi terhadap performa mesin diesel *dual fuel* dengan pengaturan *start of injection* dan durasi injeksi bahan bakar gas (CNG) sehingga didapatkan performa yang optimal pada setiap kondisi pembebanan mesin. Dalam penelitian eksperimen ini diharapkan agar mendapatkan sudut *start of injection* dan durasi injeksi CNG yang tepat serta nilai unjuk kerja yang dinyatakan dalam: daya, torsi, *brake mean effective pressure* (BMEP), *specific fuel consumption* (SFC), efisiensi *thermal*, *air fuel ratio* (AFR), temperatur mesin, temperatur pelumas, temperatur air pendingin, dan temperatur gas buang antara mesin diesel berbahan bakar tunggal (*single fuel*)



solar dan *dual fuel* solar-CNG. Penelitian ini dilakukan pada mesin diesel Diamond Di 800 yang telah dimodifikasi menjadi sistem *dual fuel* tipe LPIG dengan bahan bakar solar dan CNG. Hasil penelitian ini tentunya akan menjadi rekomendasi bagi pengguna bahan bakar CNG untuk meminimalisir kekurangan-kekurangan yang terdapat pada bahan bakar tersebut.

1.2 Perumusan Masalah

Rumusan masalah yang dapat ditetapkan berdasarkan latar belakang tersebut adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana merancang mekanisme pemasukan CNG ke dalam sistem *dual fuel* pada mesin diesel Diamond Di 800?
2. Bagaimana karakterisasi performa mesin diesel Diamond Di 800 sistem *dual fuel* solar-CNG tipe LPIG dengan pengaturan *start of injection* CNG?
3. Bagaimana karakterisasi performa mesin diesel Diamond Di 800 sistem *dual fuel* solar-CNG tipe LPIG dengan pengaturan durasi injeksi CNG?

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan agar penelitian dapat berjalan secara fokus dan terarah serta dapat mencapai tujuan yang diinginkan adalah sebagai berikut:

1. Kondisi mesin sesuai dengan spesifikasi teknis yang dikeluarkan pabrikan.
2. Penelitian menggunakan mesin diesel Diamond Di 800 yang telah dimodifikasi pada bagian *intake manifold* untuk menyuplai CNG.
3. Kondisi udara dalam temperatur ruangan.
4. Tidak membahas mengenai pembuatan CNG serta reaksi kimia yang terjadi.
5. Data spesifikasi CNG bersumber dari PT. Pgas Solution, Wilayah Surabaya.
6. Bahan bakar mesin diesel yang dipakai adalah solar yang diproduksi oleh Pertamina dengan spesifikasi solar sesuai dengan keputusan Dirjen Migas 3675 K/24/DJM/2006 tanggal 17 Maret 2006.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan penelitian ini berdasarkan rumusan masalah yang telah ditetapkan adalah sebagai berikut:



1. Mengetahui perancangan mekanisme pemasukan CNG ke dalam sistem *dual fuel* pada mesin diesel Diamond Di 800?
2. Mengetahui karakterisasi performa mesin diesel Diamond Di 800 sistem *dual fuel* solar-CNG tipe LPIG dengan pengaturan *start of injection* CNG?
3. Mengetahui karakterisasi performa mesin diesel Diamond Di 800 sistem *dual fuel* solar-CNG tipe LPIG dengan pengaturan durasi injeksi CNG?

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang dapat diperoleh dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Memberikan analisa yang tepat terhadap performa mesin pada penggunaan mesin diesel *dual fuel*.
2. Sebagai bahan referensi bagi penelitian sejenisnya dalam rangka pengembangan pengetahuan tentang optimasi performa mesin dengan menggunakan *dual fuel* solar dan CNG.
3. Mengembangkan pengetahuan dan pemikiran untuk penelitian lanjutan dalam bidang teknologi bahan bakar yang dapat diperbaharui untuk meningkatkan taraf hidup masyarakat.
4. Penelitian ini dapat dikembangkan untuk penelitian lanjutan dalam pengembangan *dual fuel* sebagai bahan bakar pada motor pembakaran dalam.



BAB 2

DASAR TEORI DAN TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Bahan Bakar

Bahan bakar dalam aplikasi motor pembakaran memiliki 3 (tiga) jenis bentuk fisik. Tapi untuk motor pembakaran dalam, khususnya mesin diesel bentuk fisik bahan bakar hanya ada dalam dua bentuk, yaitu cair dan gas. Meskipun ada yang dikatakan berasal dari bahan bakar padat, tapi telah melalui proses gasifikasi dan menghasilkan bahan bakar dalam wujud gas [2].

2.1.1 Bahan Bakar Solar

Mesin diesel dirancang dengan menggunakan bahan bakar *fossil diesel* yang diperoleh dari destilasi pendidihan minyak mentah (*crude oil*) pada suhu 250 °C sampai 370 °C. Hidrokarbon yang terdapat di dalamnya terdiri dari *parafin*, *naftene*, *olefin* dan *aromatic* dengan jumlah atom karbon bervariasi mulai 12 sampai 18. Bahan bakar *fossil diesel* diklasifikasikan menjadi tiga macam, yaitu *fossil diesel-1D*, yaitu bahan bakar untuk daerah beriklim dingin, *fossil diesel-2D*, yaitu bahan bakar untuk mesin diesel otomotif dan stasioner putaran menengah keatas serta *fossil diesel-4D*, yaitu bahan bakar untuk mesin diesel stasioner putaran rendah. Bahan bakar *fossil diesel-2D* dikenal dengan istilah HSD (*High Speed Diesel*) [2].

Properties bahan bakar adalah sifat atau karakter yang dimiliki oleh suatu bahan bakar yang terkait dengan performa bahan bakar tersebut dalam proses atomisasi dan pembakaran. *Properties* umum yang perlu diketahui untuk menilai performa bahan bakar mesin diesel antara lain [6]:

a. *Density*, *Specific Gravity* dan *API Gravity*

Density didefinisikan sebagai perbandingan massa bahan bakar terhadap *volume* bahan bakar pada suhu acuan 15 °C. Sedangkan *specific gravity* (*SG*) didefinisikan sebagai perbandingan berat dari sejumlah *volume* minyak bakar terhadap berat air untuk *volume* yang sama pada suhu tertentu densitas bahan bakar, relatif terhadap air. *Specific gravity* dinyatakan dalam persamaan:



$$SG_{\text{terhadap air}} = \frac{\text{densitas}_{\text{bahan bakar}}}{\text{densitas}_{\text{air}}} \quad (2.1)$$

Sementara hubungan nilai *specific gravity* dengan *API Gravity* adalah sebagai berikut:

$$\text{API Gravity} = \frac{141,5}{SG} - 131,5 \quad (2.2)$$

b. *Viscosity*

Viscosity atau kekentalan dari suatu cairan adalah salah satu sifat cairan yang menentukan besarnya perlawanan terhadap gaya geser. *Viscosity* terjadi terutama karena adanya interaksi antara molekul-molekul cairan [7]. *Viscosity* merupakan sifat penting dalam penyimpanan dan penggunaan bahan bakar. *Viscosity* mempengaruhi derajat pemanasan awal yang diperlukan untuk *handling*, penyimpanan dan atomisasi yang memuaskan dan jika *viscosity* terlalu tinggi maka akan menyulitkan dalam pemompaan dan sulit untuk diinjeksi sehingga atomisasi bahan bakar menjadi buruk [8].

c. *Flash Point*

Flash point atau titik nyala suatu bahan bakar adalah suhu terendah dimana bahan bakar dapat dipanaskan sehingga uap mengeluarkan nyala sebentar bila dilewatkan suatu nyala api.

d. *Pour Point*

Pour point atau titik tuang suatu bahan bakar adalah suhu terendah dimana bahan bakar masih dapat mengalir karena gaya gravitasi. Ini merupakan indikasi yang sangat kasar untuk suhu terendah dimana bahan bakar minyak siap untuk dipompakan.

e. *Sulphur Content*

Sulphur content atau kandungan belerang dalam bahan bakar diesel dari hasil penyulingan sangat tergantung pada asal minyak mentah yang akan diolah. Keberadaan belerang tidak diharapkan karena sifatnya merusak, yaitu apabila oksida belerang bereaksi dengan air merupakan bahan yang korosif terhadap logam di ruang bakar. Selain itu menimbulkan polusi lingkungan akibat oksidasi belerang dengan oksigen selama proses pembakaran.



f. *Distillation*

Karakteristik *distillation* atau destilasi dari bahan bakar menunjukkan kemampuan bahan bakar berubah menjadi uap pada suhu tertentu.

g. *Cetane Number*

Cetane number atau angka setana merupakan bilangan yang menyatakan perlambatan penyalaan (*ignition delay*) dibandingkan dengan campuran volumetris *cetane* ($C_{16}H_{34}$) dan α -methyl-naphthalene ($C_{10}H_7CH_3$) pada CFR mesin pada kondisi yang sama.

h. *Calorific Value*

Calorific value atau nilai kalor merupakan suatu angka yang menyatakan jumlah panas atau kalori yang dihasilkan dari proses pembakaran sejumlah tertentu bahan bakar dengan udara atau oksigen. Nilai kalor dinyatakan dalam 2 ukuran besaran, yaitu nilai kalor atas (NKA) adalah jika air hasil pembakaran dalam *phase* cair dan nilai kalor bawah (NKB) adalah jika air hasil pembakaran dalam *phase* uap. Besarnya NKA diuji dengan *bomb calorimeter*, dan NKB dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$NKB = NKA - \left(\frac{m_{air}}{m_{sample}} \times LH \right) \quad (2.3)$$

i. *Carbon Residue*

Banyaknya deposit atau kerak pada dinding ruang bakar mengindikasikan tingginya kandungan *carbon residue* suatu bahan bakar. *Carbon residue* atau residu karbon dalam ruang pembakaran dapat mengurangi performa mesin, karena pada suhu tinggi karbon ini dapat membara sehingga menaikkan suhu ruang bakar.

j. *Ash Content*

Ash content atau kadar abu adalah jumlah sisa-sisa dari minyak yang tertinggal, apabila suatu minyak dibakar sampai habis. Kadar abu erat kaitannya dengan bahan *inorganic* atau garam dalam bahan bakar minyak [8]. Garam-garam tersebut mungkin dalam bentuk senyawa sodium, vanadium, kalsium, magnesium, silikon, besi, aluminium, nikel dan lain-lain.



Properti umum bahan bakar solar ditunjukkan pada tabel 2.1.

Table 2.1 *Properties* bahan bakar solar [9].

No.	<i>Properties</i>	<i>Unit</i>	<i>Limit</i>	
			<i>Min</i>	<i>Max</i>
1.	<i>Density</i> pada 15 °C	kg/m ³	815	870
2.	Angka <i>Cetane</i>	-	45	-
3.	<i>Index Cetane</i>	-	48	-
4.	Visc. Kinematik pada 40 °C	mm ² /sec	2.0	5.0
5.	Titik Didih	°C	-	18
6.	Titik Nyala	°C	60	-
7.	Distilasi: T95	°C	-	370
8.	Kandungan Belerang	% massa	-	0.35
9.	Korosi <i>Copper</i>	merit	-	No. 1
10.	<i>Residue Konradson Carbon</i>	merit	-	No. 1
11.	Kandungan Abu	% m/m	-	0.01
12.	Kandungan Air	Mg/kg	-	500
13.	Partikulat	Mg/l	-	0.01
14.	Angka Asam Kuat	mgKOH/g	-	-
15.	Total Asam Kuat	mgKOH/g	-	0.6
17.	Warna	No. ASTM	-	3.0
18.	<i>API Gravity</i> pada 15 °C	-	-	-

2.1.2 Bahan Bakar Gas

Bahan bakar gas yang digunakan adalah *compressed natural gas* (CNG), dimana sebagian besar unsur kimianya terdiri dari *methane* (CH₄) dan sisanya berupa *ethane*, *propane*, *butane*, *pentane*, dan *carbon monoxide*. Komposisi dan karakteristik dari gas akan sangat bervariasi dari satu sumber dengan sumber lainnya, dimana hal ini mempengaruhi kondisi stoikiometrinya. CNG memiliki beberapa kekurangan, yakni fasenya dalam temperatur ruangan sehingga akan menyulitkan dalam hal penyimpanan dan mobilitas. Selain itu, *natural gas* memiliki energi persatuan *volume* (*energy density*) yang lebih kecil dibandingkan solar, *methanol*, *gasoline*, atau bahan bakar hidrokarbon cair lainnya.

CNG merupakan gas alam yang terkompresi yaitu bahan bakar alternatif selain bensin atau solar. Di Indonesia, kita mengenal CNG sebagai bahan bakar gas (BBG). Bahan bakar ini dianggap lebih bersih bila dibandingkan dengan dua bahan



bakar minyak karena emisi gas buangnya yang ramah lingkungan. CNG dibuat dengan melakukan kompresi metana (CH_4) yang diekstrak dari gas alam. CNG disimpan dan didistribusikan dalam bejana tekan, biasanya berbentuk silinder.

Konversi ke CNG difasilitasi dengan pemberian harga yang lebih murah bila dibandingkan dengan bahan bakar cair (bensin dan solar), peralatan konversi yang dibuat lokal dan infrastruktur distribusi CNG yang terus berkembang [4]. Sejalan dengan semakin meningkatnya harga minyak dan kesadaran lingkungan, CNG saat ini mulai digunakan juga untuk kendaraan penumpang dan truk barang berdaya ringan hingga menengah. Sebenarnya di Indonesia, CNG bukanlah barang baru, pencaangan untuk menggunakan CNG yang harganya lebih murah dan lebih bersih lingkungan daripada bahan bakar minyak sudah dilakukan sejak tahun 1987.

CNG merupakan gas alam yang mengalami kompresi agar dapat digunakan sebagai bahan bakar pada kendaraan. Komposisi kimia dan dari CNG dapat dilihat pada tabel 2.2.

Tabel 2.2 Komposisi kimia CNG [10].

Komposisi kimia	Mol (%)
Methana (CH_4)	99.1483
Ethana (C_2H_6)	0.3147
Propane (C_3H_8)	0.1081
<i>i</i> -Butane (<i>i</i> - C_4H_{10})	0.0301
<i>n</i> - Butane (<i>n</i> - C_4H_{10})	0.0178
<i>i</i> -Pentane (<i>i</i> - C_5H_{12})	0.0058
<i>n</i> -Pentane (<i>n</i> - C_5H_{12})	0.0019
Carbon diodxida (CO_2)	0.0815
Nitrogen (N_2)	0.2908
Hexanes Plus (C_6+)	0.0016
Hidrogen Sulphide (H_2S)	0
Oxygen	0
Carbon monoxide	0
Total	100

Selain mempunyai komposisi kimia, CNG juga mempunyai *properties* bahan bakar. *Properties* bahan bakar CNG ditunjukkan pada tabel 2.3.



Tabel 2.3 *Properties CNG* [11].

<i>Properties</i>	<i>Value</i>
<i>Density (kg/m³)</i>	0,72
<i>Flammability limits (volume % in air)</i>	4,3-15
<i>Flammability limits (Ø)</i>	0,4-1,6
<i>Autoignition temperature in air (°C)</i>	723
<i>Minimum ignition energy (mJ)</i>	0.28
<i>Flame velocity (ms-1)</i>	0.38
<i>Adiabatic flame temperature (K)</i>	2214
<i>Quenching distance (mm)</i>	2.1
<i>Stoichiometric fuel/air mass ratio</i>	0.058
<i>Stoichiometric volume fraction (%)</i>	9.48
<i>Lower heating value (MJ/kg)</i>	45.8
<i>Heat of combustion (MJ/kg air)</i>	2.9

2.2 Teori Pembakaran

Pembakaran merupakan oksidasi cepat bahan bakar disertai dengan produksi panas dan cahaya [9]. Bahan bakar akan terbakar sempurna hanya jika ada pasokan oksigen (O_2) yang cukup. Jumlah oksigen mencapai 20,9% dari udara, dan sebanyak hampir 79% merupakan nitrogen (N_2) dan sisanya adalah elemen lain.

Nitrogen sendiri mempunyai fungsi sebagai pengencer yang menurunkan suhu yang harus ada untuk mencapai oksigen yang dibutuhkan dalam pembakaran. Nitrogen mengurangi efisiensi pembakaran dengan cara menyerap panas dari pembakaran bahan bakar dan mengencerkan gas buang. Nitrogen dapat bergabung dengan oksigen terutama pada suhu nyala yang tinggi untuk menghasilkan oksida nitrogen (NO_x) yang merupakan pencemar udara yang beracun. Pada kondisi tertentu, karbon juga dapat bergabung dengan oksigen membentuk karbon monoksida, dengan melepaskan sedikit panas (2,430 kkal/kg karbon). Karbon terbakar yang membentuk CO_2 akan menghasilkan lebih banyak panas per satuan bahan bakar daripada apabila menghasilkan CO atau asap [8].

2.2.1 Perhitungan Stoikiometri Kebutuhan Udara

Jika ketersediaan oksigen untuk reaksi oksidasi mencukupi, maka bahan bakar hidrokarbon akan dioksidasi secara menyeluruh, yaitu karbon dioksidasi menjadi karbon dioksida (CO_2) dan hidrogen dioksidasi menjadi uap air (H_2O).



Pembakaran yang demikian disebut sebagai pembakaran stoikiometri dan persamaan reaksi kimia untuk pembakaran stoikiometri dari suatu bahan bakar hidrokarbon (C_aH_β) dengan udara dituliskan sebagai berikut [12]:



Kesetimbangan:

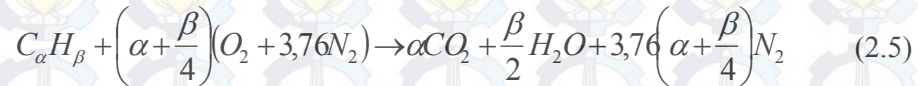
$$C : \alpha = b$$

$$H : \beta = 2c \rightarrow c = \beta/2$$

$$O : 2a = 2b + c \rightarrow a = b + c/2 \rightarrow a = \alpha + \beta/4$$

$$N : 2(3,76)a = 2d \rightarrow d = 3,76a \rightarrow d = 3,76(\alpha + \beta/4)$$

Substitusi persamaan-persamaan kesetimbangan di atas ke dalam persamaan reaksi pembakaran C_aH_β , dan menghasilkan persamaan sebagai berikut:



Jumlah oksigen yang dibutuhkan untuk mendapatkan pembakaran stoikiometri adalah:

$$m_{O_2} = \frac{m_{atom O_2}}{m_{mol C_aH_\beta}} \times \text{persentase } C_aH_\beta \text{ (kg/kg bahan bakar)} \quad (2.6)$$

Stoikiometri massa yang didasarkan pada rasio udara dan bahan bakar (*air fuel ratio*) untuk bahan bakar hidrokarbon (C_aH_β) adalah sebagai berikut:

$$\left(\frac{A}{F}\right)_s = \frac{m_{air}}{m_{fuel}} = \frac{\left(\sum n_i \bar{M}_i\right)_{air}}{\left(\sum n_i \bar{M}_i\right)_{fuel}} = \frac{\left(\alpha + \frac{\beta}{4}\right) \bar{M}_{O_2} + 3,76\left(\alpha + \frac{\beta}{4}\right) \bar{M}_{N_2}}{\alpha \bar{M}_C + \beta \bar{M}_H} \quad (2.7)$$

2.2.2 Pembakaran Non Stoikiometri

Dalam aplikasinya, mekanisme pembakaran dituntut dapat berlangsung secara cepat sehingga sistem-sistem pembakaran dirancang dengan kondisi udara berlebih [12]. Hal ini dimaksudkan untuk mengantisipasi kekurangan udara akibat tidak sempurnanya proses pencampuran antara udara dan bahan bakar. Pembakaran yang demikian disebut sebagai pembakaran non stoikiometri, dan persamaan reaksi kimia untuk pembakaran non stoikiometri dari suatu bahan bakar hidrokarbon (C_aH_β) dengan udara dituliskan sebagai berikut [12]:





Keterangan:

- a. Pembakaran dengan komposisi campuran stoikiometri.

Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang maksimum dengan kehilangan panas yang minimum. Hasil pembakaran berupa CO_2 , uap air, dan N_2 .

- b. Pembakaran dengan komposisi campuran miskin.

Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang maksimum tetapi diikuti dengan bertambahnya kehilangan panas karena udara berlebih. Hasil pembakaran berupa CO_2 , uap air, O_2 dan N_2 .

- c. Pembakaran dengan komposisi campuran kaya.

Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang kurang maksimum karena ada bahan bakar yang belum terbakar. Hasil pembakaran berupa HC, CO, CO_2 , H_2O , dan N_2 . Sedangkan fraksi karbon terbentuk dari reaksi sekunder antara CO dan H_2O .

Rasio udara-bahan bakar operasional untuk pembakaran dalam ruang bakar mesin diesel berada pada kisaran $18 \leq \text{AFR} \leq 70$ [12].

2.3 Motor Diesel

Motor diesel dikategorikan dalam *internal combustion engine* (motor pembakaran dalam). Motor diesel memiliki perbedaan yang mendasar dengan motor bensin, yaitu pada proses pembakaran bahan bakar untuk menghasilkan kerja. Motor diesel bekerja dengan mengisap udara luar murni, kemudian dikompresikan sehingga mencapai tekanan dan temperatur yang tinggi. Sesaat sebelum mencapai titik mati atas (TMA), bahan bakar diinjeksikan dengan tekanan yang sangat tinggi dalam bentuk butiran-butiran halus dan lembut. Kemudian butiran-butiran lembut bahan bakar tersebut bercampur dengan udara bertemperatur tinggi dalam ruang bakar dan menghasilkan pembakaran [2].

2.3.1 Prinsip Kerja Motor Diesel Empat Langkah

Pada motor diesel empat langkah, satu siklus kerja diselesaikan dalam empat gerakan piston atau dua putaran dari *crankshaft*. Setiap langkah menempuh 180° sehingga dalam satu siklus menempuh 720° putaran *crankshaft*. Berikut ini merupakan prinsip kerja motor diesel empat langkah [13].



a. Langkah Isap

Berawal dari posisi piston yang berada pada TMA, *piston* akan bergerak turun dan meningkatkan *volume* silinder. Pada waktu yang bersamaan katup masuk (*inlet valve*) terbuka sehingga udara masuk ke dalam silinder. Ketika *piston* berada pada titik mati bawah (TMB), *volume* silinder berada pada kondisi maksimum, yaitu *volume piston* ditambah *volume* kompresi.

b. Langkah Kompresi

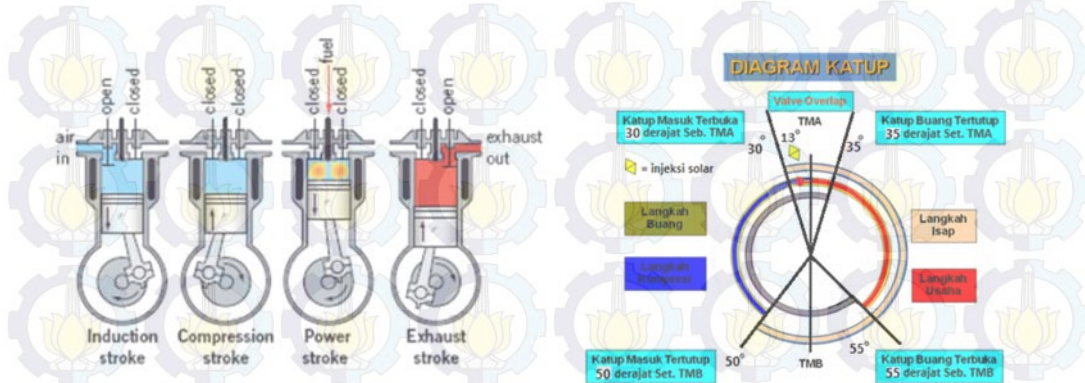
Pada langkah ini, katup masuk dan katup buang (*exhaust valve*) tertutup. Piston bergerak naik dan mengompresi udara yang telah masuk ke dalam silinder hingga mencapai rasio kompresi mesin. Dalam proses ini, temperatur udara akan meningkat mencapai 900°C . Ketika langkah kompresi telah selesai, bahan bakar diinjeksikan pada tekanan yang tinggi ke dalam udara terkompresi yang berada dalam temperatur yang tinggi. Ketika *piston* berada pada posisi TMA, *volume* silinder yang terbentuk merupakan *volume* kecil.

c. Langkah Usaha

Pada langkah ini, katup masuk dan buang masih tertutup. Pada akhir langkah kompresi pompa bahan bakar bertekanan tinggi menginjeksikan sejumlah bahan bakar dengan ketentuan sempurna ke dalam ruang bakar yang berisi udara panas yang dikompresikan. Bahan bakar terbagi sangat halus dan bercampur dengan udara panas. Karena temperatur udara yang tinggi maka bahan bakar langsung terbakar, akibatnya tekanan naik dan *piston* bergerak dari TMA ke TMB.

d. Langkah Buang

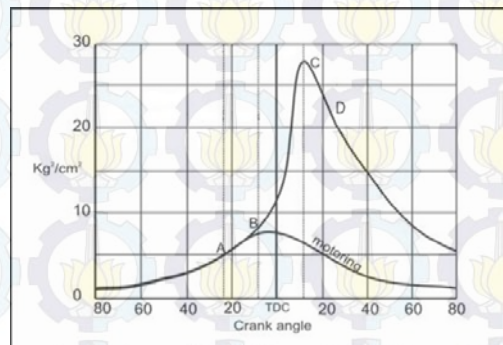
Sebelum *piston* berada pada TMB, katup buang terbuka. Panas dan gas hasil pembakaran keluar dari silinder dikarenakan karena adanya gaya yang timbul akibat gerakan *piston* naik kembali. Pada akhir langkah buang, *crankshaft* telah selesai melakukan dua kali putaran dan siklus dari mesin diesel empat langkah dimulai kembali dari langkah isap.



Gambar 2.1 Prinsip kerja dan diagram katup motor diesel empat langkah [14].

2.3.2 Proses Pembakaran Motor Diesel

Untuk terjadinya pembakaran pada ruang bakar, ada beberapa syarat yang harus dipenuhi, antara lain: adanya campuran yang dapat terbakar, adanya sesuatu yang menyulut terjadinya pembakaran, stabilisasi dan propagasi dari api dalam ruang bakar. Proses pembakaran pada motor diesel memiliki beberapa tahapan yang digambarkan dalam diagram P- θ seperti pada gambar 2.2. Tahapan pembakarannya yaitu [2]:



Gambar 2.2 Tahapan pembakaran motor diesel [8].

a. Tahapan Pertama

Tahap ini disebut juga *Ignition Delay Periode* yaitu area dalam rentang A-B pada gambar 2.2. Tahapan ini merupakan periode atau rentang waktu yang dibutuhkan bahan bakar ketika saat pertama kali bahan bakar diinjeksikan (titik A) hingga saat pertama kali muncul nyala pembakaran (titik B). Artinya, selama periode tersebut tidak terjadi proses pembakaran. Panjangnya periode ini biasanya dipengaruhi oleh *properties* yang dimiliki bahan bakar yaitu temperatur terbakar sendiri bahan bakar, tekanan injeksi atau ukuran *droplet*,



sudut awal injeksi, rasio kompresi, temperatur udara masuk, temperatur cairan pendingin, temperatur bahan bakar, tekanan udara masuk (*supercharge*), kecepatan/putaran motor diesel, rasio udara-bahan bakar, ukuran motor, dan jenis ruang bakar.

b. Tahapan Kedua

Pada tahap ini terjadi *Rapid or Uncontrolled Combustion*, yang maksudnya adalah periode awal pembakaran hingga *flame* mulai berkembang yang diindikasikan oleh area B-C pada gambar 2.2. Bahan bakar berupa *droplet-droplet* di selubungi oleh udara bertemperatur tinggi, sehingga panas yang diterima akan menguapkan *droplet-droplet* bahan bakar tersebut. Bagian terluar *droplet-droplet* tersebut yang lebih dulu menerima panas dan menguap kemudian terbakar. Panas yang ditimbulkan oleh pembakaran tersebut naik sangat drastis dan memicu proses yang sama pada bagian lain yang belum terbakar dengan cepat dan tidak beraturan. Proses ini menyebabkan kenaikan tekanan yang sangat besar.

c. Tahapan Ketiga

Pada tahap ini terjadi *Controlled Combustion* seperti yang diindikasikan oleh area C-D pada gambar 2.2, dimana bahan bakar segera terbakar setelah diinjeksikan. Hal ini disebabkan nyala pembakaran yang terjadi pada periode sebelumnya bergerak bersama menuju *droplet-droplet* yang baru diinjeksikan. Pembakaran dapat dikontrol dengan sejumlah bahan bakar yang diinjeksikan pada periode ini. Periode ini berakhir setelah injektor berhenti menginjeksikan bahan bakar ke ruang bakar.

d. Tahapan Keempat

Meskipun pada tahap ketiga telah selesai proses injeksi bahan bakar, kenyataannya masih ada bahan bakar yang belum terbakar seluruhnya. Dalam hal ini nyala pembakaran terus berkembang membakar bahan bakar yang tersisa pada ruang bakar. Periode ini disebut juga *after burning* yang diindikasikan oleh area setelah titik D pada gambar 2.2. Apabila kenyataannya masih ada bahan bakar yang belum terbakar sementara *piston* telah bergerak dari TMB ke TMA untuk melakukan langkah buang, maka sisa-sisa bahan bakar tersebut akan ikut keluar bersama gas buang sebagai *unburn fuel*.

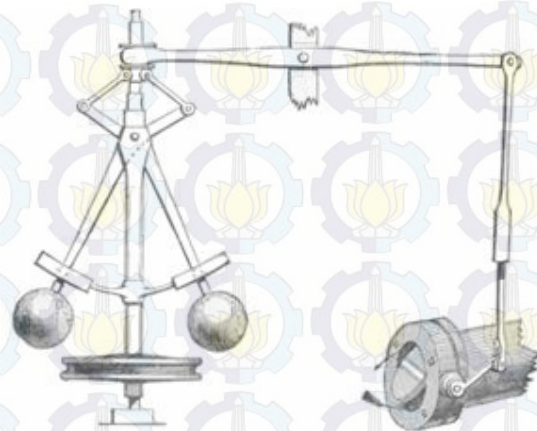


2.3.3 Governor

Governor adalah komponen pada motor bakar yang berfungsi untuk mengontrol putaran mesin dengan cara mengendalikan jumlah bahan bakar yang diberikan sehingga putarannya dapat dipertahankan tetap stabil tanpa tergantung kondisi pembebanan [2].

Contoh umum dari mekanisme *governor* adalah *governor* sentrifugal atau dikenal sebagai *watt governor* atau *fly-ball governor*, ditunjukkan pada gambar 2.3.

Governor jenis ini menggunakan bandul yang dipasang pada lengan yang berpegas. Pada saat putaran tinggi (*over speed*) maka gaya sentrifugal ($F_s = m\omega^2 r$) akan bekerja pada bandul bola sehingga lengan dalam posisi lebih membuka. Posisi gerakan lengan ini dihubungkan dengan mekanisme yang dapat menyebabkan berkurangnya *supply* bahan bakar. Mekanisme kontrol secara mekanis ini termasuk dalam kategori *proportional control*. Sejarah mekanisme ini pertama kali dibuat oleh insinyur Inggris Thomas Savery pada tahun 1698. Pada tahun 1769 insinyur Perancis Nicholas Cugnot menggunakannya dalam mesin uap untuk otomotif roda tiga. Antara tahun 1755-1800 insinyur Scotlandia James Watt bekerja sama dengan industrialis Matthew Boulton memproduksi jenis *governor* ini untuk 500 mesin.

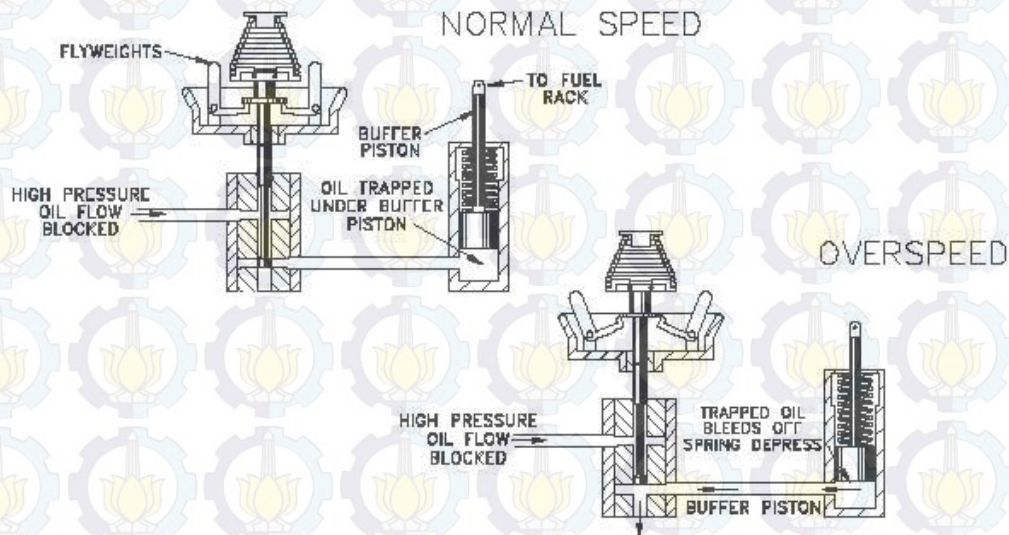


Gambar 2.3 Governor sentrifugal [2].

Sistem pengendalian dengan *governor* digunakan baik pada mesin stasioner maupun mesin otomotif seperti pada mobil dan traktor. Pada mesin modern seperti saat ini mekanisme *governor* umumnya menggunakan mekanisme mekanis-hidrolis (*woodward governor*), walaupun terdapat juga versi *governor* elektrik. Gambar 2.4



menunjukkan cara kerja *governor* yang menggunakan mekanisme mekanis-hidrolik dalam pengendalian putaran mesin yang berlebihan pada mesin diesel. Dalam hal ini, *governor* mengendalikan posisi tuas pengontrol bahan bakar yang dikombinasikan dengan aksi dari *piston* hidrolik dan gerakan bandul berputar. Posisi dari bandul ditentukan oleh kecepatan putaran dari mesin, jika putaran mesin naik atau turun maka bandul berputar mekar atau menguncup. Gerakan dari bandul ini, karena perubahan putaran mesin, akan menggerakkan *piston* kecil (*pilot valve*) pada sistem hidroliknya. Gerakan ini mengatur aliran cairan hidrolik ke *piston* hidrolik (*piston motor servo*). *Piston motor servo* dihubungkan dengan tuas pengatur bahan bakar (*fuel rack*) dan gerakannya akan menyebabkan penambahan atau pengurangan jatah bahan bakar yang di-supply.



Gambar 2.4 Skema kerja *governor* mekanis-hidraulis [2].

Ada empat tipe pengontrolan mesin menggunakan *governor*:

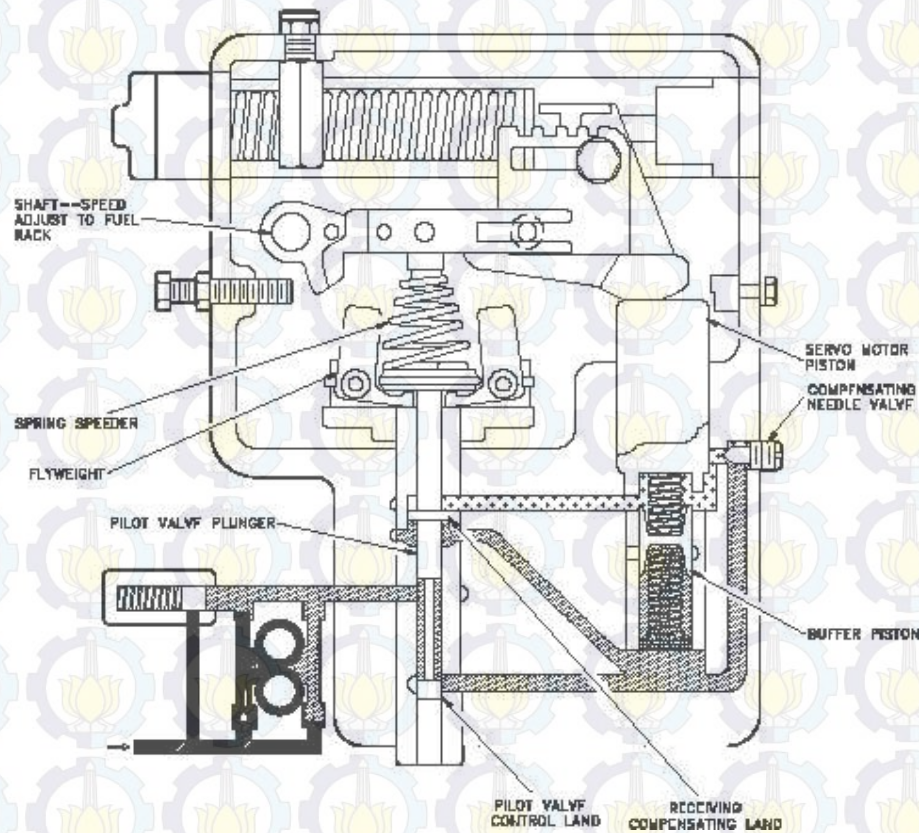
- Pertama, jika hanya satu kecepatan yang dikontrol maka digunakan tipe *governor* kecepatan tetap atau *constant-speed type governor*.
- Kedua, jika putaran mesin dapat dikendalikan beberapa tingkat secara manual melalui pengaturan dengan alat bantu, maka disebut tipe *governor* kecepatan variabel atau *variable-speed type governor*.



- Tipe ketiga ini adalah pengontrolan agar putaran mesin dapat dipertahankan di atas batas minimum atau di bawah batas maksimum, dan disebut *governor* pembatas kecepatan atau *speed limiting type governor*.
- Tipe pengontrolan keempat adalah tipe *governor* yang digunakan untuk membatasi beban mesin, dan disebut tipe *governor* pembatas beban atau *load-limiting type governor*.

Ada beberapa sistem governor yang sekaligus mempunyai 4 fungsi pengendalian ini.

Secara detil operasi mekanis-hidrolis dapat dijelaskan sebagai berikut, pada saat mesin beroperasi, oli dari sistem pelumasan di-supply ke pompa *gear* seperti pada Gambar 2.5. Pompa *gear* menyebabkan tekanan oli meningkat sampai pada nilai yang ditentukan oleh pegas pada katup pelepasan (*spring relief valve*). Tekanan oli dipertahankan pada ruangan berbentuk cincin (*annular space*) pada katup *pilot* bagian plunyer (*pilot valve plunger*) dan lubang dalam *bushing* katup *pilot*. Pada suatu pengaturan kecepatan yang ditentukan, pegas melepaskan gaya yang melawan gaya sentrifugal dari putaran bandul. Pada saat kedua gaya ini setimbang maka plunyer katup *pilot* menutup lubang (*port*) bagian bawah pada *bushing* katup *pilot*. Jika beban mesin meningkat, putaran mesin menurun. Penurunan putaran mesin ini akan menyebabkan posisi dari bandul menguncup. Oli yang tertekan akan diterima *piston servo motor* dan menyebabkannya muncul. Gerakan keatas dari *piston servo motor* ini akan ditransmisikan melalui lengan ke tuas pengatur bahan bakar, sehingga menaikkan jumlah bahan bakar yang diinjeksikan ke ruang bakar. Oli yang menekan *piston servo motor* ke atas juga akan memaksa *piston buffer* bergerak ke atas karena tekanan oli pada kedua sisi tidak sama. Gerakan ke atas dari piston ini akan menekan *pegas buffer* bagian atas dan melepaskan tekanan pada pegas *buffer* bagian bawah. Gerakan ini menyebabkan tekanan setimbang sehingga *piston servo motor* berhenti bergerak ke atas dan menghentikan koreksi *supply* bahan bakar sebelum kecepatan mesin naik terlalu tinggi melewati pengaturan mesin semula.



Gambar 2.5 Sistem pengendalian *governor* tipe mekanis-hidrolis (*woodward governor*) [2].

Demikian mekanisme ini berulang terus sehingga kecepatan mesin yang stabil dapat dipertahankan walaupun beban yang bervariasi. Sistem *governor* seperti ini tidak saja diaplikasikan untuk pengontrolan mesin saja, namun juga digunakan untuk mengontrol kecepatan lain seperti mengontrol kecepatan putaran suatu rotor pada turbin, kincir angin atau pada baling-baling pesawat terbang. Fungsi utama pengaturan putaran ini adalah untuk menjaga kestabilan sistem secara keseluruhan terhadap adanya variasi beban atau gangguan pada sistem.

2.3.4 Unjuk Kerja Mesin Diesel

Karakteristik operasi dan unjuk kerja dari mesin diesel biasanya berhubungan dengan [12]:

1. Daya (*Power*)

Daya adalah ukuran suatu mesin untuk menghasilkan kerja yang berguna per satuan waktu yang dinyatakan dalam *horse power* (hp). Untuk mengukur daya



BAB 3

METODA PENELITIAN

Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan metode eksperimental. Pengujian dilakukan pada mesin diesel Diamond Di 800 *generator set* dengan poros utama yang telah terkopel langsung dengan *electrical generator*. Mesin ini telah dimodifikasi menjadi *dual fuel*, yaitu dengan menggunakan bahan bakar solar dan CNG. Penelitian ini bertujuan untuk meningkatkan performa mesin diesel sistem *dual fuel* tipe LPIG berbahan bakar solar dan CNG. Untuk mendapatkan performa mesin yang optimal, maka dilakukan pengaturan *start of injection* dan durasi injeksi bahan bakar CNG.

Proses modifikasi mesin dan seluruh rangkaian pengujian dilakukan di Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar (TPBB), Jurusan Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya. Hasil yang diharapkan dari penelitian ini adalah agar mendapatkan sudut *start of injection* dan durasi injeksi CNG yang tepat serta nilai unjuk kerja yang dinyatakan dalam: daya, torsi, BMEP, SFC, efisiensi *thermal*, AFR, temperatur mesin, temperatur pelumas, temperatur air pendingin, dan temperatur gas buang. Penelitian ini dibagi menjadi dua kelompok yaitu:

1. Pengujian *single fuel* dengan menggunakan bahan bakar solar.
2. Pengujian *dual fuel* menggunakan bahan bakar kombinasi solar dan CNG.

3.1 Alat Uji

Peralatan uji merupakan semua jenis peralatan yang digunakan dalam penelitian. Adapun alat uji yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mesin Uji

Mesin yang digunakan pada penelitian ini adalah mesin diesel Diamond Di 800 buatan salah satu produsen mesin diesel dalam negeri. Berikut spesifikasi mesin yang digunakan dalam penelitian ini:



- *Merk* : Diesel Diamond
- *Type* : Di 800
- *Model* : 1 Silinder Diesel 4 langkah
- *Bore x Stroke* : 82 mm x 78 mm
- *Displacement* : 411 cc
- *Max Power* : 8 HP (6 KW) / 2400 rpm
- *Continous Power* : 7 HP (5.22 KW)/2400 rpm
- *Compression Ratio* : 18:1
- *Cooling System* : Hopper/ Condenser
- *Lube Capacity* : 1.8 liter



Gambar 3.1 Mesin Diesel Diamond Di 800.

2. *Electrical Generator*

Electrical generator (*generator listrik*) yang digunakan dalam penelitian ini adalah *generator* Daiho yang dihubungkan dengan mesin diesel Diamond Di 800 dengan menggunakan *V-belt*, dimana *generator* ini memiliki spesifikasi sebagai berikut:

- *Merk* : Daiho
- *Type* : ST-6
- *Voltage - Ampere* : 230 V – 26,1 A (AC)
- *Max AC Output* : 6 KW
- *Frequency* : 50 Hz
- *Loading System* : *Electric Bulb System*
- *Electric Control* : *Voltmeter, Amperemeter, Switch*



Gambar 3.2 *Electrical Generator Daiho.*

3. *Pressure Reducer (Converter Kit)*

Pressure reducer yang digunakan adalah *pressure reducer adaptive* Tomasetto AT 12 tipe *sequential system* yang dikembangkan oleh Dori Yuvenda dengan sistem pemasukan bahan bakar gas secara injeksi yang memiliki spesifikasi sebagai berikut:

- *Model* : *CNG sequential reducer*
- *Material* : *Die-cast aluminium body, CNC machine*
- *Weight* : 1,50 kg
- *Max. inlet pressure* : 26,00 MPa
- *1st stage pressure* : 0,50 MPa
- *Solenoid voltage* : 12V
- *Solenoid power dissipation* : 17W
- *Inlet connection Ø* : 6.0 mm M12x1
- *Outlet connection fitting Ø* : 13,5 mm
- *Flow rate* : 35kg/h CH₄



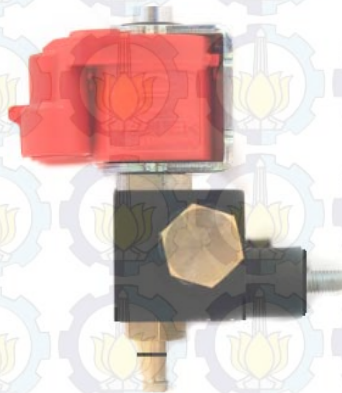
Gambar 3.3 *Pressure Reducer Adaptive Tomasetto AT 12.*



4. Injektor CNG

Injektor CNG berfungsi untuk membuka dan menutup aliran bahan bakar CNG dari *pressure reducer* menuju ruang bakar melalui *intake manifold*. *Start of injection* dan durasi injeksi CNG pada injektor diatur menggunakan *ECU Programmable*. Injektor CNG yang digunakan pada penelitian ini adalah injektor CNG Valtek dengan spesifikasi sebagai berikut :

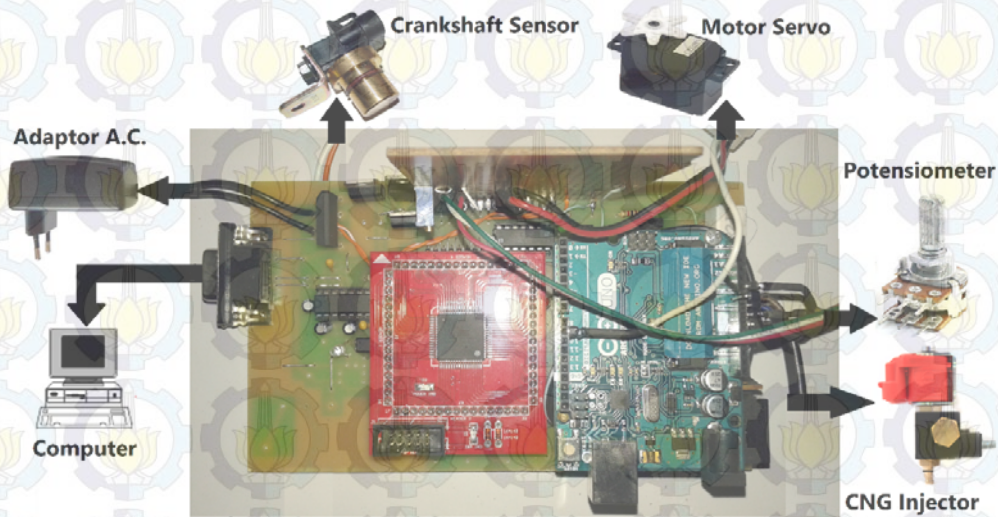
- *Type* : 30 4CYL
- *Power of coil* : 40-144 W
- *Coils resistance* : 3 Ω (Ohm)
- *Maximum working pressure* : 0.45 MPa
- *Inlet nozzle diameter* : 12 mm
- *Approvals* : E4 67R 01, E4 110R
- *Piloting voltage of coil* : 12 D.C.
- *Dimensions* : 150mm/80mm/35mm
- *Weight* : 0.6 kg



Gambar 3.4 Injektor CNG Valtek.

5. *Electronic Control Unit (ECU)*

ECU berfungsi sebagai penerima masukan data dari sensor sistem *dual fuel* dan mengontrol *start of injection* dan durasi injeksi bahan bakar CNG. ECU yang digunakan pada penelitian ini adalah *ECU Programmable* yang menggunakan *software* VEMSTUNE pada komputer yang telah dipasang program untuk *mapping start of injection* dan durasi injeksi bahan bakar CNG, seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.5.



Gambar 3.5 Skema ECU Programmable.

3.2 Alat Ukur

Alat ukur berfungsi untuk mengetahui nilai pada parameter-parameter yang akan dicari nilainya melalui pengukuran tersebut. Adapun alat ukur yang digunakan selama pengujian ini terdiri dari:

1. *Pressure Gauge*

Alat ini digunakan untuk mengukur tekanan pada tabung CNG dan tekanan masuk dan keluar *pressure reducer*.

2. Tabung Ukur Konsumsi Bahan Bakar

Alat ini digunakan untuk mengukur *volume* bahan bakar yang digunakan dalam pengujian. Tabung ukur memiliki beberapa pilihan berdasarkan skala *volumenya*.

3. Beban Lampu

Alat ini digunakan sebagai beban yang akan diberikan kepada mesin uji. Terdiri dari lampu pijar sebanyak 10 buah dengan konsumsi daya maksimal lampu sebesar 4000 Watt.

4. *Amperemeter* dan *Voltmeter*

Alat ini digunakan untuk mengukur arus listrik (I) dan tegangan listrik (V) yang terjadi akibat pemberian beban pada *generator* listrik.



5. *Stopwatch*

Alat ini digunakan untuk menghitung waktu pemakaian bahan bakar pada saat proses pengujian pada setiap putaran mesin.

6. *Tachometer (Strobotester)*

Alat ini digunakan untuk mengetahui putaran mesin pada setiap pembebanan yang terjadi pada *generator* listrik.

7. *Thermometer Digital dan Thermocouple*

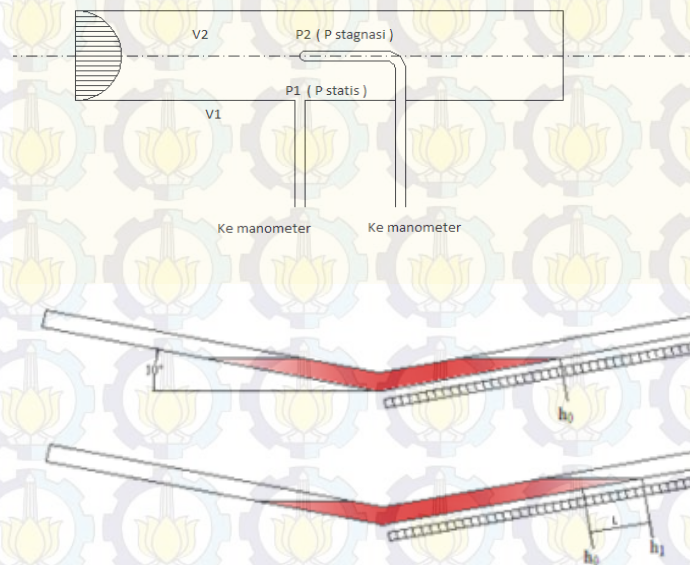
Alat ini digunakan untuk mengukur temperatur mesin, pelumas, air pendingin dan gas buang

8. *Pitot Static Tube dan manometer U*

Alat ini digunakan untuk mengukur jumlah *flow rate* bahan bakar CNG yang masuk ke *intake manifold* dan disuplai ke ruang bakar.

9. *Pitot Static Tube dan manometer V*

Alat ini digunakan untuk mengukur jumlah *flow rate* udara masuk ke *intake manifold* yang disuplai ke ruang bakar.



Gambar 3.6 Konfigurasi *pitot static tube* dan *manometer* $V_{\theta} = 15^{\circ}$

Pitot static tube dihubungkan dengan *manometer* untuk mengetahui besarnya perbedaan ketinggian cairan pada *manometer* yang nantinya akan



digunakan untuk mengetahui *mass flow rate* udara yang masuk ke ruang bakar dengan menggunakan persamaan *Bernoulli* sebagai berikut [2]:

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \quad (3.1)$$

dimana :

P_2 = Tekanan stagnasi (pada titik 2) (Pa)

P_1 = Tekanan statis (pada titik 1) (Pa)

ρ = Massa jenis (kg/m³)

V_1 = Kecepatan di titik 1 (m/s)

V_2 = Kecepatan di titik 2, kecepatan pada P stagnasi = 0 (m/s)

Dengan mengasumsikan $\Delta z = 0$ maka persamaan menjadi :

$$\frac{V_1^2}{2} = \frac{P_0}{\rho} - \frac{P}{\rho}$$

Untuk mencari kecepatan udara yang masuk ke dalam ruang bakar dari persamaan diatas menjadi :

$$V = \sqrt{\frac{2(P_0 - P)}{\rho_{udara}}} \frac{m}{s} \quad (3.2)$$

dimana:

$$P_0 - P = \rho_{red oil} \cdot g \cdot h$$

$$= (\rho_{H_2O} \cdot SG_{red oil}) \cdot g \cdot h$$

$h = 2L \sin \theta$ dan L adalah perbedaan ketinggian cairan pada *manometer* V

dengan $\theta = 15^\circ$, maka persamaan menjadi :

$$V = \sqrt{\frac{2x\rho_{H_2O}xSG_{redoil}xgx2L\sin\theta}{\rho_{udara}}} \frac{m}{s} \quad (3.3)$$

dengan:

$SG_{red oil}$: Spesifik gravity red oil (0.827)

ρ_{H_2O} : Massa jenis air (999 kg/m³)

ρ_{udara} : Massa jenis udara (1.1447 kg/m³)

L : Selisih ketinggian cairan pada *manometer* (m)

θ : Besar sudut yang digunakan pada *manometer* V ($^\circ$)



Kecepatan fluida yang diukur menggunakan *pitot static tube* merupakan kecepatan maksimal fluida yang melewati pipa. Untuk memperoleh kecepatan rata-rata fluida tersebut digunakan perumusan sebagai berikut [2]:

$$\bar{v}_{fluida} = f \cdot v_{fluida} \quad (\text{m/s}) \quad (3.4)$$

Dimana:

f : faktor koreksi ($f = 0.86$)

\bar{v} : kecepatan rata-rata fluida (m/s)

v : kecepatan maksimal fluida (m/s)

3.3 Bahan Bakar

Bahan bakar yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Bahan Bakar Solar

Bahan bakar solar yang digunakan adalah solar yang didapatkan dari stasiun pengisian bahan bakar umum (SPBU) yang diproduksi oleh PT. Pertamina. Adapun spesifikasi bahan bakar solar tersebut dapat dilihat pada tabel 2.1.

2. Bahan Bakar CNG

Bahan bakar CNG yang digunakan dalam penelitian ini adalah CNG yang diproduksi oleh PT. Perusahaan Gas Negara (PT. PGN) dan diisi pada stasiun pengisian bahan bakar gas (SPBG) PT. Zebra Energy yang bertempat di Brebek Sidoarjo. Adapun spesifikasi mengenai bahan bakar gas tersebut dapat dilihat pada tabel 2.2 dan 2.3.

3.4 Prosedur Pengujian

Prosedur pengujian merupakan rangkaian tahapan yang harus dilakukan mulai dari persiapan sampai selesainya pengujian. Adapun prosedur pengujian ini adalah sebagai berikut:

3.4.1 Memodifikasi Mesin *Single Fuel* menjadi *Dual Fuel*

Sebelum melakukan pengujian pada mesin dengan tipe *dual fuel* maka perlu dilakukan modifikasi pada saluran *intake manifold* pada mesin tersebut. Adapun langkah kerja dalam pengerjaannya adalah sebagai berikut:



- a. Membuat lubang berdiameter 7 mm pada *intake manifold* dengan posisi kemiringan yang searah dengan aliran udara masuk.
- b. Memasang *outlet gas fitting* pada lubang yang telah dibuat (point a) di *intake manifold* dan *gas injector*.
- c. Menyambungkan *outlet gas fitting* yang terpasang pada *intake manifold* dengan *outlet gas fitting* yang terpasang pada *gas injector* menggunakan CNG *rubber hose* berukuran 4x10 mm.
- d. Melakukan instalasi injektor dan penyambungan *wiring*.
- e. Melakukan instalasi *pressure reducer*, *pressure gauge*, *temperature sensor* dan CNG *rubber hose*.
- f. Melakukan instalasi CNG *tank*.
- g. Melakukan instalasi pipa CNG berdimensi 6x1 mm dari *outlet CNG tank* menuju *inlet pressure reducer*.
- h. Instalasi *electrical wiring* dan *electronic control unit* (ECU).

3.4.2 Tahapan Pengujian

Dalam pelaksanaan eksperimen ini ada beberapa tahapan yang dilakukan adalah sebagai berikut :

1. Persiapan Pengujian

Hal-hal yang diperlukan dalam persiapan pengujian ini adalah sebagai berikut:

- a. Memeriksa kondisi kesiapan mesin yang meliputi kondisi fisik mesin, sistem pelumasan, sistem pendinginan, sistem bahan bakar, sistem udara masuk, tekanan CNG dalam tabung, *pressure reducer* dan *generator listrik*.
- b. Memeriksa kondisi sistem pembebanan, sistem kelistrikan dan sambungan-sambungan listrik yang ada.
- c. Memeriksa kesiapan alat-alat ukur.
- d. Mempersiapkan alat tulis dan tabel untuk pengambilan data.

2. Pengujian *Single Fuel* Dengan Bahan Bakar Solar

Pengujian dilakukan dengan putaran mesin tetap (*stationary speed*) pada 1500 rpm dengan variasi beban listrik mulai dari 500 - 4000 Watt (12,5 - 100%).



Start of injection solar yang digunakan sesuai dengan standar mesin diesel yaitu 13° *before top dead center* (BTDC). Tahapannya adalah sebagai berikut:

- a. Menghidupkan mesin diesel.
- b. Melakukan pemanasan mesin diesel selama ± 20 menit hingga temperatur mesin mencapai temperatur kondisi operasional.
- c. Mengatur pembebanan pada mesin diesel mulai 500 Watt sampai dengan 4000 Watt (12,5 – 100%) dengan *interval* kenaikan setiap 500 Watt dengan tetap menjaga putaran mesin sebesar 1500 rpm setiap pembebanan.
- d. Mencatat data-data yang dibutuhkan setiap kenaikan beban, seperti: waktu konsumsi solar setiap 25 ml, \dot{m} udara, temperatur (mesin, pelumas, air pendingin, gas buang), tegangan listrik (V) dan arus listrik (I).
- e. Setelah pengambilan data selesai dilakukan, maka beban diturunkan secara bertahap hingga beban nol.
- f. Mesin dibiarkan dalam kondisi tanpa beban selama ± 5 menit.
- g. Mesin dimatikan dan ditunggu sampai dingin.

3. Pengujian *Dual Fuel* Dengan Bahan Bakar Kombinasi Solar dan CNG

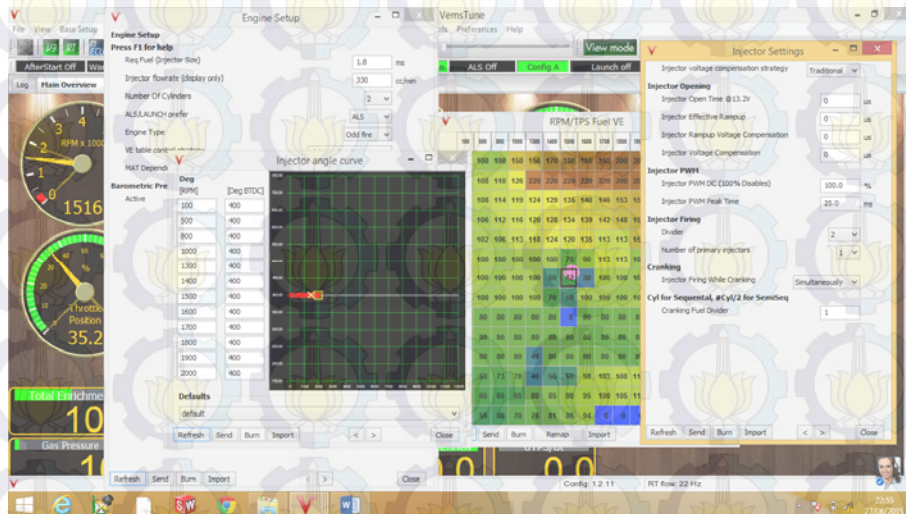
Untuk pengujian dengan menggunakan bahan bakar *dual fuel*, putaran mesin juga tetap (*stationary speed*) pada 1500 rpm dan dengan variasi beban listrik mulai dari 500 Watt sampai 4000 Watt (12,5 – 100%). *Start of injection* solar yang digunakan sesuai dengan standar mesin yaitu 13° BTDC. Pada pengujian *dual fuel* perlu dilakukan *mapping* bahan bakar CNG terlebih dahulu. Adapun langkah pengujiannya sebagai berikut:

- a. Memastikan kembali kondisi kesiapan mesin diesel, pembebanan, kelistrikan, dan sistem penyuplai bahan bakar solar dan CNG.
- b. Menghidupkan mesin diesel dengan menggunakan solar sebagai bahan bakar, tanpa memberikan beban dan membiarkannya hingga ± 20 menit.
- c. Mengatur tekanan CNG dengan cara mengatur tekanan keluar *pressure reducer* sebesar 2 bar.
- d. Pengaturan *menu start of injection* berguna untuk mendapatkan derajat sudut awal injeksi bahan bakar CNG yang tepat pada setiap pembebanan mesin.



Adapun besarnya variasi *start of injection* yang digunakan pada penelitian ini sebesar 35°, 40°, dan 45° *after top dead center* (ATDC).

- e. Pengaturan *menu* durasi injeksi berguna untuk mendapatkan derajat sudut durasi injeksi bahan bakar CNG yang tepat pada setiap pembebanan mesin. Adapun besarnya variasi durasi injeksi yang digunakan pada penelitian ini adalah 25, 23, dan 21 *milisecond* (ms).



Gambar 3.7 Contoh pengaturan *mapping start of injection* (SOI) dan durasi injeksi (DI) bahan bakar CNG.

- f. Mengatur pembebanan pada mesin diesel mulai 500 Watt sampai dengan 4000 Watt (12,5 – 100%) dengan interval kenaikan setiap 500 Watt dengan tetap menjaga putaran mesin sebesar 1500 rpm setiap pembebanan.
- h. Mencatat data-data yang dibutuhkan setiap kenaikan beban, seperti waktu konsumsi solar setiap 25 ml, \dot{m} CNG dan udara, temperatur (mesin, pelumas, air pendingin, gas buang), tegangan listrik (V) dan arus listrik (I).
- g. Setelah pengambilan data selesai dilakukan, kemudian beban listrik diturunkan secara bertahap sampai nol dan menonaktifkan sistem injeksi bahan bakar CNG yang masuk ke *intake manifold* sehingga tidak ada lagi suplai gas.
- h. Mesin dibiarkan dalam kondisi tanpa beban selama ± 5 menit.
- i. Mengulangi langkah a sampai i dengan variasi *start of injection* dan durasi injeksi bahan bakar CNG.



3.5 Rancangan Eksperimen

Dalam perancangan eksperimen ada beberapa parameter yang ingin didapatkan dengan menetapkan parameter *input* dan *output*. Tabel rancangan eksperimen dalam penelitian ini ditunjukkan pada tabel 3.1 berikut.

Tabel 3.1 Rancangan eksperimen.

Parameter Input				Parameter Output	
Bahan Bakar	Konstan	Variasi		Diukur	Dihitung
	Pengaturan Mesin Diesel	SOI CNG (ATDC)	DI CNG		
Solar (<i>single fuel</i>)	1. Putaran mesin 1500 rpm.			1. Waktu konsumsi bahan bakar solar setiap 25 ml.	1. Daya
	2. Pembebanan mesin 500 Watt sampai 4000 Watt (12,5 – 100%) dengan interval 500 Watt.			2. $T_{\text{mesin}} (^{\circ}\text{C})$.	2. Torsi
Solar-CNG (<i>dual fuel</i>)	3. SOI solar pada 13° BTDC.	35°	25ms	3. $T_{\text{pelumas}} (^{\circ}\text{C})$.	3. BMEP
		40°	23ms	4. $T_{\text{air pendingin}} (^{\circ}\text{C})$.	4. SFC
		45°	21ms	5. $T_{\text{gas buang}} (^{\circ}\text{C})$.	5. η_{thermal}
				6. $\text{Flowrate CNG } (\dot{m}_{bb})$.	6. AFR
				7. $\text{Flowrate udara } (\dot{m}_{udara})$.	
				8. Arus listrik (A).	
				9. Tegangan listrik (V).	

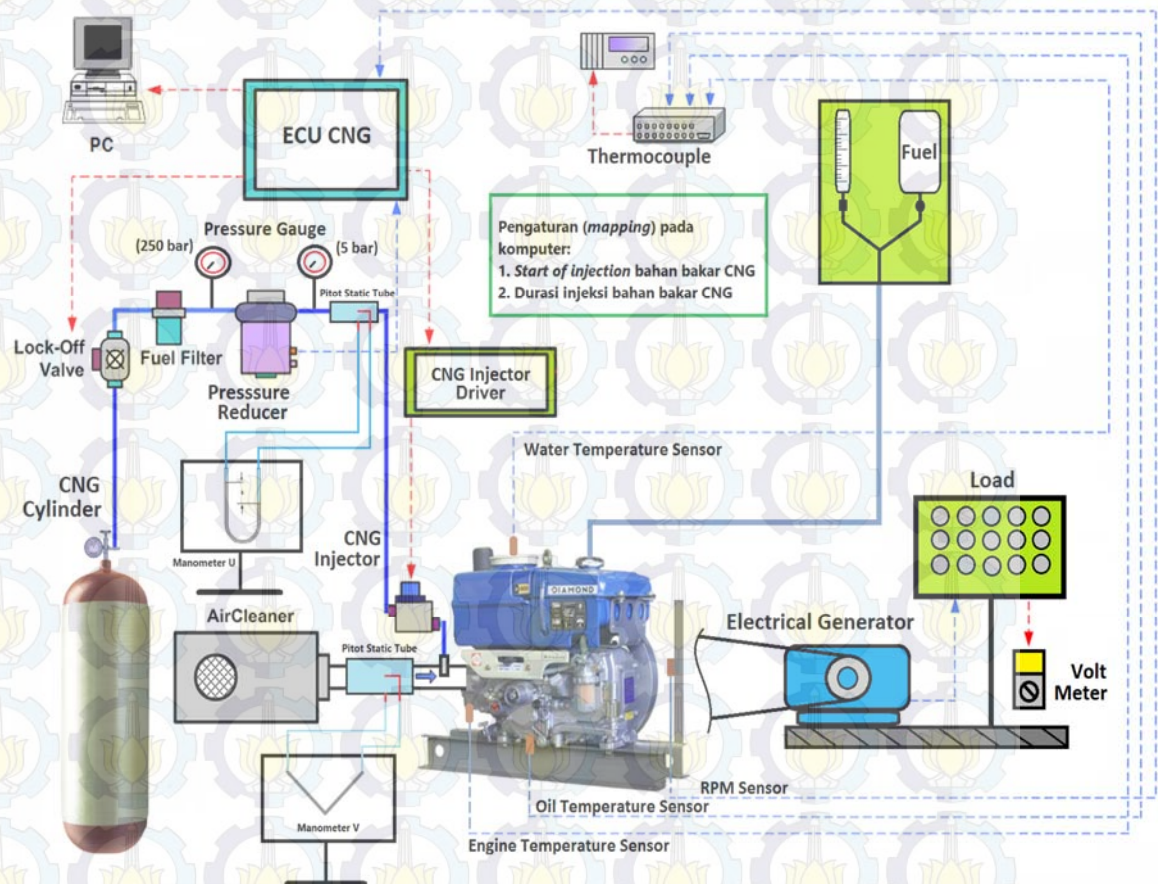
Dari eksperimen ini, data-data yang didapatkan dihitung dan kemudian ditampilkan dalam bentuk grafik fungsi beban listrik terhadap:

- Daya efektif
- Torsi
- BMEP
- SFC
- Efisiensi *thermal*
- Temperatur mesin
- Temperatur pelumas
- Temperatur air pendingin
- Temperatur gas buang
- AFR



3.6 Skema Penelitian

Dalam melakukan penelitian eksperimen perlu dilakukan pembuatan skema rancangan penelitian agar didapatkan urutan pengujian dengan tepat. Adapun skema penelitian dalam melakukan pengujian yang akan dilakukan adalah sebagai berikut:



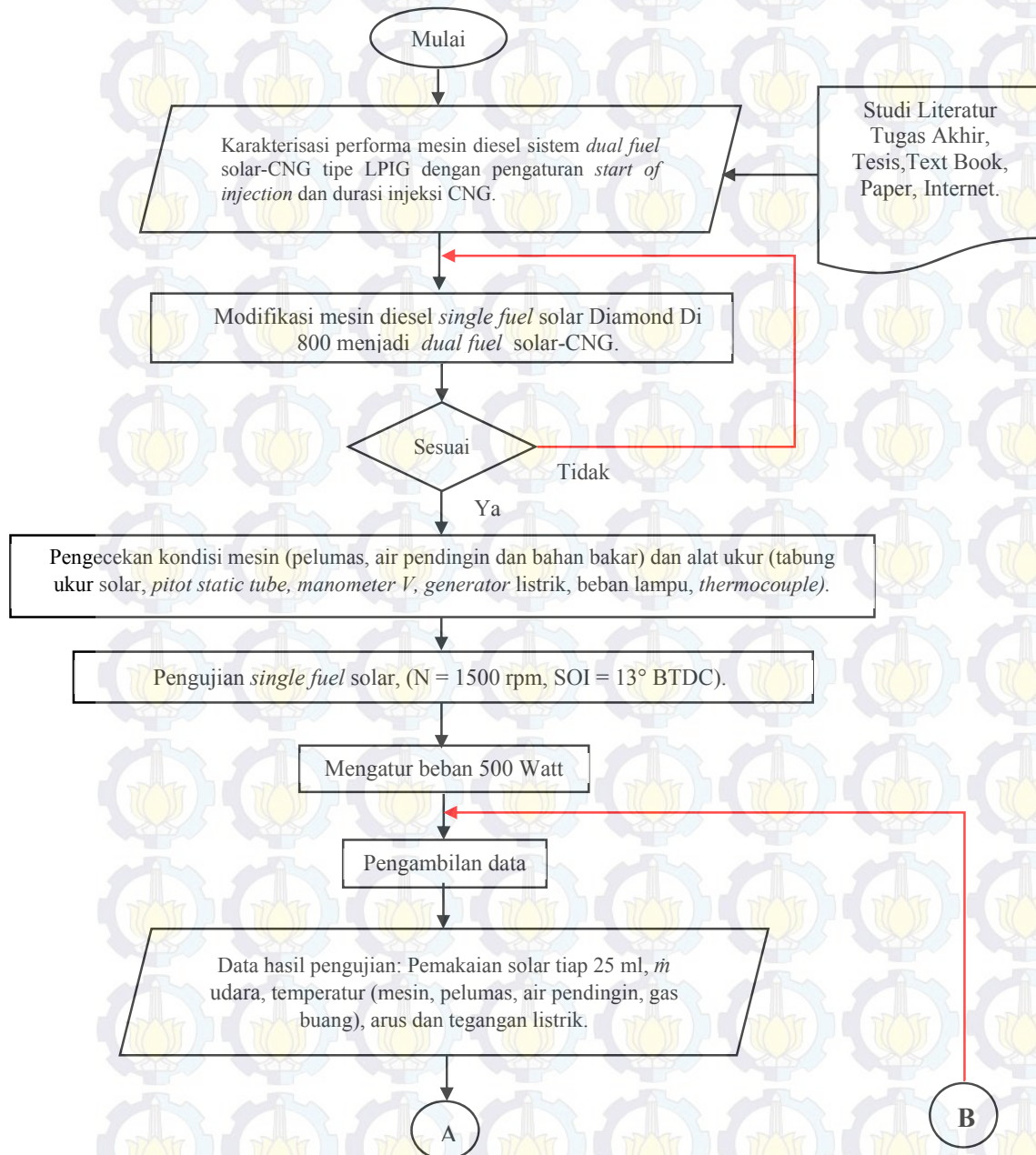
Gambar 3.8 Skema Penelitian.

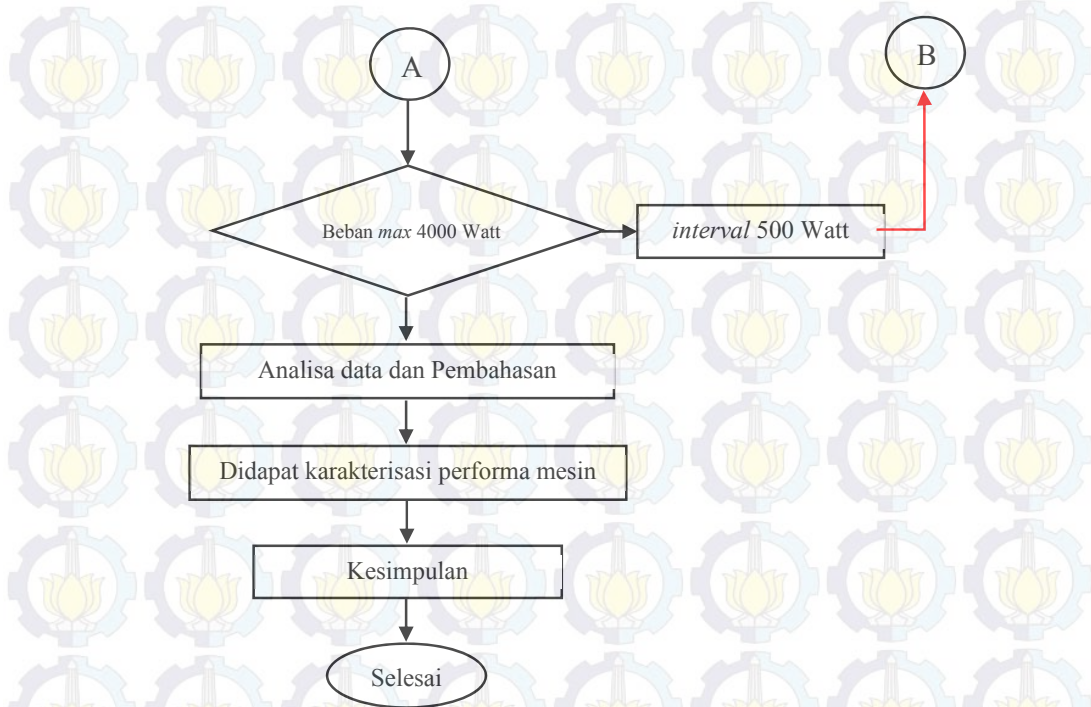


3.7 Flowchart Penelitian

Dalam melakukan penelitian eksperimen perlu dilakukan pembuatan *flowchart* penelitian yang berfungsi untuk menjelaskan secara singkat alur atau proses penelitian eksperimen yang dilakukan. Adapun *flowchart* pada penelitian ditunjukkan pada gambar 3.9 dan 3.10.

3.7.1 Flowchart Single Fuel

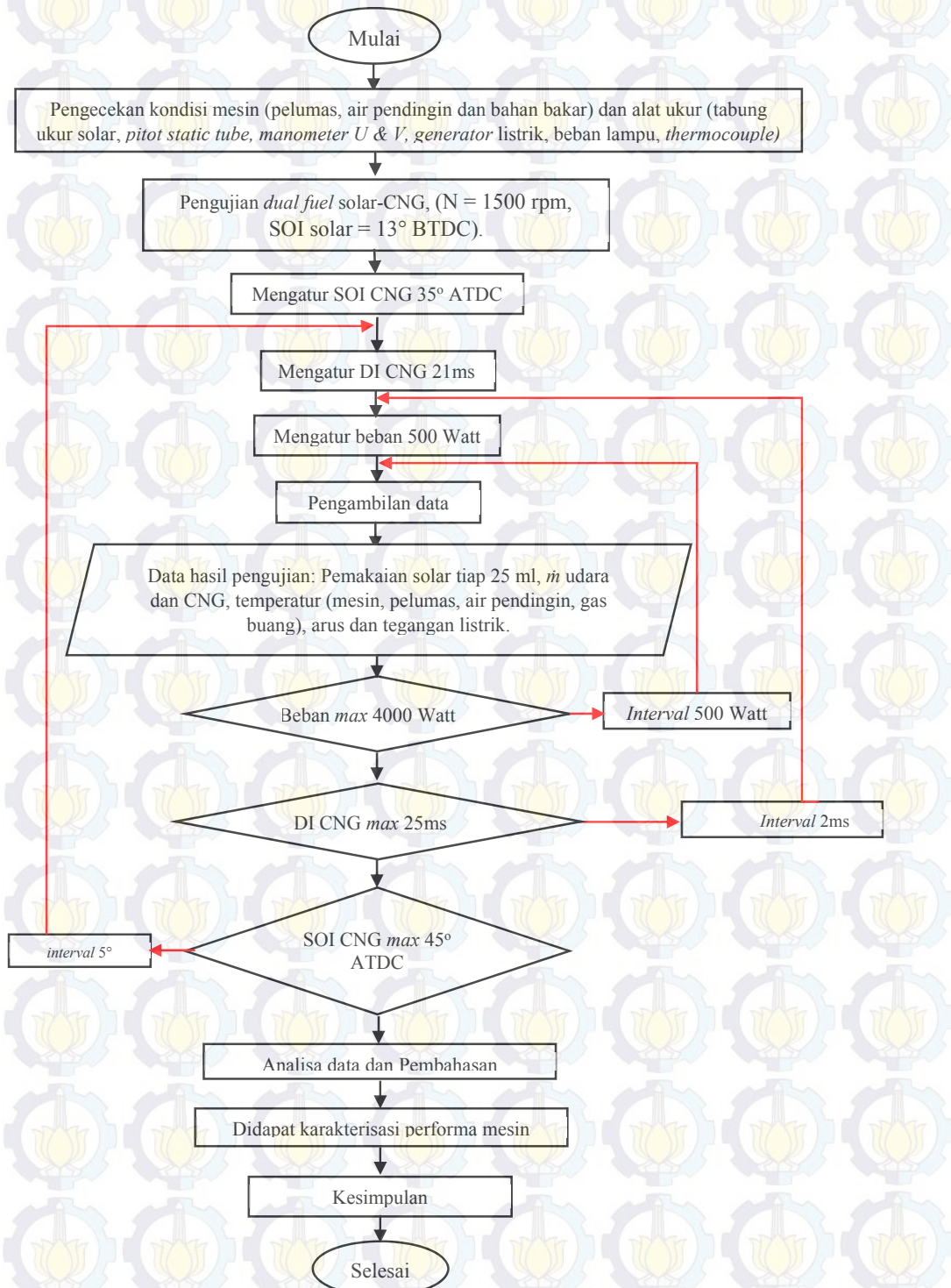




Gambar 3.9 Flowchart penelitian *single fuel*.



3.7.2 Flowchart Dual Fuel



Gambar 3.10 Flowchart penelitian dual fuel.



BAB 4

HASIL PENELITIAN DAN PEMBAHASAN

4.1 Pengambilan Data

Pada eksperimen ini didapatkan data-data yang harus diolah lebih lanjut untuk mendapatkan karakteristik performa mesin diesel Diamond Di 800 *generator set* sistem *dual fuel* solar dan *compressed natural gas* (CNG). Untuk itu perlu didapatkan parameter-parameter dengan cara diukur dan dihitung. Parameter yang diukur adalah putaran mesin, temperatur (mesin, gas buang, pelumas dan cairan pendingin), besaran arus dan tegangan serta \dot{m} udara, solar dan CNG. Sedangkan untuk parameter yang dihitung meliputi daya mesin (daya efektif), torsi, *brake mean effective pressure* (BMEP), *specific fuel consumption* (SFC), solar tersubstitusi, efisiensi *thermal*, *air fuel ratio* (AFR).

Agar didapatkan data pembandingan dalam penelitian ini yang lebih tepat, maka dilakukan pengujian awal saat mesin dioperasikan dengan *single fuel* solar dengan pasokan udara *naturally aspirated*. Beban listrik tertinggi yang dapat dicapai oleh *generator set* adalah 4000 Watt.

4.2 Perhitungan Durasi Injeksi Bahan Bakar CNG

Durasi injeksi CNG merupakan lamanya injektor menginjeksikan bahan bakar CNG ke ruang bakar melalui *intake manifold*. Durasi injeksi biasanya dituliskan dalam satuan *millisecond* (ms). Untuk mengetahui durasi injeksi berdasarkan derajat *crank angle* ($^{\circ}\text{CA}$), maka pada putaran mesin konstan 1500 rpm dapat dilakukan perhitungan sebagai berikut:

$$1500 \text{ rpm} = \frac{1500 \text{ revolution}}{1 \text{ menit}} \times \frac{180^{\circ} \text{ CA}}{1 \text{ revolution}} \times \frac{1 \text{ menit}}{60000 \text{ millisecond}} = 4,5 \frac{^{\circ}\text{CA}}{\text{ms}}$$

dimana: $180^{\circ} \text{CA} = 1 \text{ revolution } ^{\circ}\text{CA}$ untuk motor 4-langkah

maka durasi injeksi selama 25 ms adalah

$$4,5 \frac{^{\circ}\text{CA}}{\text{ms}} \times 25 \text{ ms} = 112,5^{\circ}\text{CA}$$

sehingga pada pengaturan durasi injeksi 25 ms didapatkan penginjeksian CNG dilakukan selama $112,5^{\circ}\text{CA}$.



4.3 Perhitungan Unjuk Kerja

Tujuan melakukan perhitungan unjuk kerja adalah untuk mengetahui unjuk kerja dari mesin diesel Diamond Di 800 *generator set* berbahan bakar *single fuel* solar dan *dual fuel* solar-CNG. Contoh perhitungan unjuk kerja diambil pada data penelitian saat mesin *single fuel* dan *dual fuel* pada *start of injection* (SOI) 45° after top dead center (ATDC) serta durasi injeksi (DI) 25 *milisecond* (ms) dengan tekanan CNG konstan 2 bar. Data yang digunakan pada contoh perhitungan ini merupakan data yang diambil saat kondisi beban penuh 4000 Watt (100%).

4.3.1 Laju Aliran Massa Fluida (\dot{m})

Laju alir massa fluida dalam pipa dapat dihitung berdasarkan perbedaan tinggi cairan (Δh) di dalam tabung manometer V untuk udara dengan cairan yang digunakan adalah H_2O dengan massa jenis 999 kg/m^3 dan tabung manometer U untuk CNG dengan cairan yang digunakan adalah minyak tanah dengan massa jenis 800 kg/m^3 . Perhitungan menggunakan persamaan Bernoulli dimana persamaan tersebut digunakan untuk menghitung kecepatan fluida sehingga laju alir massa fluida akan didapat.

4.3.1.1 Menghitung Laju Aliran Massa Udara (\dot{m}_{udara}) dan Bahan Bakar Solar (\dot{m}_{solar})

Perhitungan \dot{m}_{udara} dan \dot{m}_{solar} pada *single fuel* dan *dual fuel* menggunakan persamaan yang sama. Pengukuran aliran udara masuk dilakukan dengan menggunakan *pitot-static tube*. Untuk menghitung kecepatan aliran udara pada manometer V menggunakan persamaan berikut:

$$V_{\text{Udara}} = \sqrt{\frac{2x\rho_{H_2O}xSG_{\text{redoil}}xgx2L\sin\theta}{\rho_{\text{Udara}}}} \frac{m}{s}$$

Dengan :

$$\rho_{H_2O} = 999 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{\text{udara}} = 1,1447 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9,8 \text{ m/s}$$

$$SG = 0,827$$

$$2L = 7 \text{ mm} = 0,007 \text{ m}$$

$$\Theta = 15^\circ$$



Sehingga kecepatan aliran udara dapat hitung sebagai berikut:

$$V_{udara} = \sqrt{\frac{2x(999)x(9,8)x(0,827)x(0,0014) \sin 15}{1,1447}} \frac{m}{s}$$

$$= 7,17 \text{ m/s}$$

Kecepatan aliran udara yang diukur dengan menggunakan *pitot static tube* merupakan kecepatan maksimal dari udara yang melewati pipa. Untuk memperoleh kecepatan rata-rata udara tersebut digunakan perumusan sebagai berikut:

$$\bar{v}_{udara} = f \cdot v_{udara} \text{ (m/s)}$$

Dimana:

f : faktor koreksi ($f = 0.86$)

\bar{v} : kecepatan rata-rata fluida (m/s)

v : kecepatan maksimal fluida (m/s)

Kecepatan rata-rata udara.

$$\bar{v}_{udara} = f \cdot v_{udara}$$

$$\bar{v}_{udara} = 0,86 \times 7,17 \frac{m}{s}$$

$$\bar{v}_{udara} = 6,17 \frac{m}{s}$$

Maka laju aliran massa udara dan bahan bakar solar untuk pengujian dengan sistem *single fuel* pada beban 100% adalah:

Laju aliran massa udara:

$$\dot{m}_{s \text{ udara}} = 3600 \cdot \rho_{udara} \cdot V_{udara} \cdot A_{pipa \text{ udara}} \text{ (kg/h)}$$

$$\dot{m}_{s \text{ udara}} = 3600 \cdot 1,1447 \text{ kg/m}^3 \cdot 6,17 \text{ m/s} \cdot \left(\frac{\pi}{4} (0,0254 \text{ m})^2\right)$$

$$\dot{m}_{s \text{ udara}} = 9,08 \text{ kg/h}$$

Laju aliran massa solar:

$$\dot{m}_{solar} = 3600 \cdot Q_{solar} \cdot \rho_{solar} \text{ (kg/h)}$$

$$\dot{m}_{solar} = 3600 \cdot 1,086 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3/\text{s} \cdot 832 \text{ kg/m}^3 \text{ (kg/h)}$$

$$\dot{m}_{solar} = 0,32 \text{ kg/h}$$



4.3.1.2 Menghitung Laju Aliran Massa Bahan Bakar CNG (\dot{m}_{CNG})

Pengukuran aliran bahan bakar CNG dilakukan dengan menggunakan *pitot-static tube*. Untuk menghitung kecepatan aliran CNG pada manometer U menggunakan persamaan berikut:

$$V = \sqrt{\frac{2\rho'gh}{\rho}} \quad (\text{m/s})$$

Sehingga laju aliran massa CNG:

$$\dot{m} = 3600 \rho V A \quad (\text{kg/h})$$

Laju aliran massa CNG untuk pengujian dengan sistem *dual fuel* pada beban 100% adalah:

Kecepatan aliran bahan bakar CNG:

$$V_{CNG} = \sqrt{\frac{2 \rho_{\text{minyak tanah}} g \Delta h}{\rho_{\text{udara}}}} \quad (\text{m/s})$$

$$V_{CNG} = \sqrt{\frac{2 \cdot 800 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,03 \text{ m}}{0,5602 \text{ kg/m}^3}} \quad (\text{m/s})$$

$$V_{CNG} = 20,26 \text{ m/s}$$

Kecepatan bahan bakar CNG yang diukur dengan menggunakan *pitot static tube* merupakan kecepatan maksimal dari CNG yang melewati pipa. Untuk memperoleh kecepatan rata-rata CNG tersebut digunakan perumusan sebagai berikut:

$$\bar{v}_{CNG} = f \cdot v_{CNG} \quad (\text{m/s})$$

Dimana:

f : faktor koreksi ($f = 0.86$)

\bar{v} : kecepatan rata-rata fluida (m/s)

v : kecepatan maksimal fluida (m/s)

Kecepatan rata-rata CNG.

$$\bar{v}_{CNG} = f \cdot v_{CNG}$$

$$\bar{v}_{CNG} = 0,86 \times 20,26 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\bar{v}_{CNG} = 17,42 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$



Maka laju aliran massa bahan bakar CNG untuk pengujian dengan sistem *dual fuel* pada beban 100% adalah:

Laju aliran massa CNG:

$$\dot{m}_{\text{CNG}} = 3600 \cdot \rho_{\text{CNG}} \cdot V_{\text{CNG}} \cdot A_{\text{pipa CNG}} \text{ (kg/h)}$$

$$\dot{m}_{\text{CNG}} = 3600 \cdot 0,5602 \text{ kg/m}^3 \cdot 17,42 \text{ m/s} \cdot \left(\frac{\pi}{4} (0,00362 \text{ m})^2\right)$$

$$\dot{m}_{\text{CNG}} = 0,36 \text{ kg/h}$$

4.3.2 Daya Efektif (Ne)

Daya mesin merupakan daya yang diberikan untuk mengatasi beban yang diberikan. Daya yang dihasilkan pada mesin diesel yang dikopel dengan *generator* listrik dapat dihitung berdasarkan beban pada *generator* listrik dan dinyatakan sebagai daya efektif pada *generator* (Ne). Hubungan tersebut dinyatakan dengan persamaan berikut:

$$Ne = \frac{V \cdot I \cdot \cos \varphi}{746,3 \times \eta_{mg} \times \eta_t} \text{ (hp)}$$

$$\text{dimana: } \cos \theta = 1$$

$$\eta_{mg} = 0,9$$

$$\eta_t = 0,95$$

Daya untuk pengujian dengan sistem *single fuel* pada beban 100%.

$$Ne_s = \frac{220 \text{ Volt} \cdot 14,8 \text{ Ampere} \cdot 1}{746,3 \cdot 0,95 \cdot 0,9} \text{ (hp)}$$

$$Ne_s = 5,10 \text{ hp}$$

Daya untuk pengujian dengan sistem *dual fuel* pada beban 100%.

$$Ne_d = \frac{220 \text{ Volt} \cdot 14,6 \text{ Ampere} \cdot 1}{746,3 \cdot 0,95 \cdot 0,9} \text{ (hp)}$$

$$Ne_d = 5,03 \text{ hp}$$

4.3.3 Torsi

Torsi merupakan gaya yang bekerja pada poros engkol (*crankshaft*). Torsi pada penelitian ini dihitung melalui penurunan rumus daya efektif seperti pada persamaan berikut:



$$M_t = \frac{72610 \cdot N_e}{n} \text{ (kg. cm)}$$

Torsi untuk pengujian dengan sistem *single fuel* pada beban 100%.

$$M_t = \frac{72610 \cdot N_{e_s}}{n} \text{ (kg. cm)}$$

$$M_{t_s} = \frac{72610 \cdot 5,10 \text{ hp}}{1500 \text{ rpm}} \text{ (kg. cm)}$$

$$M_{t_s} = 247 \text{ kg. cm}$$

Torsi untuk pengujian dengan sistem *dual fuel* pada beban 100%.

$$M_t = \frac{72610 \cdot 5,03 \text{ hp}}{n} \text{ (kg. cm)}$$

$$M_{t_d} = \frac{72610 \cdot 5,03 \text{ hp}}{1500 \text{ rpm}} \text{ (kg. cm)}$$

$$M_{t_d} = 243,67 \text{ kg. cm}$$

4.3.4 Brake Mean Effective Pressure (BMEP)

Proses pembakaran campuran udara-bahan bakar menghasilkan tekanan yang bekerja pada *piston* sehingga melakukan langkah kerja. Besarnya tekanan ini berubah-ubah sepanjang langkah *piston* tersebut. Bila diambil tekanan yang berharga konstan yang bekerja pada *piston* dan menghasilkan kerja yang sama, maka tekanan tersebut dikatakan sebagai kerja per siklus per *volume* langkah *piston*. *Brake mean effective pressure* atau tekanan efektif rata-rata teoritis bekerja sepanjang *volume* langkah *piston* sehingga menghasilkan daya yang besarnya sama dengan daya efektif.

$$BMEP = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_t \cdot z}{1000000 \cdot A \cdot l} \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

BMEP untuk pengujian dengan sistem *single fuel* pada beban 100%.

$$BMEP_s = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{t_s} \cdot z}{1000000 \cdot A \cdot l} \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

$$BMEP_s = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 247 \text{ kg. cm} \cdot 2}{1000000 \cdot 0,00528 \text{ m}^2 \cdot 0,078 \text{ m}} \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

$$BMEP_s = 7,54 \text{ kg/cm}^2$$



BMEP untuk pengujian dengan sistem *dual fuel* pada beban 100%.

$$\text{BMEP}_d = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{td} \cdot z}{1000000 \cdot A \cdot l} \quad (\text{kg/cm}^2)$$

$$\text{BMEP}_d = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 243,67 \text{ kg} \cdot m \cdot 2}{1000000 \cdot 0,00528 \text{ m}^2 \cdot 0,078 \text{ m}} \quad (\text{kg/cm}^2)$$

$$\text{BMEP}_d = 7,44 \text{ kg/cm}^2$$

4.3.5 Specific Fuel Consumption (SFC)

Specific fuel consumption atau konsumsi bahan bakar spesifik adalah jumlah bahan bakar yang dipakai mesin untuk menghasilkan daya efektif 1 (satu) hp selama 1 (satu) jam. Apabila dalam pengujian diperoleh data mengenai penggunaan bahan bakar m (kg) dalam waktu s (detik) dan daya yang dihasilkan sebesar sekian hp maka pemakaian bahan bakar per jam adalah:

$$\text{SFC} = \frac{\dot{m}_{\text{bahan bakar}}}{N_e} \quad (\text{kg/hp} \cdot \text{h})$$

SFC untuk pengujian dengan sistem *single fuel* pada beban 100%.

$$\text{SFC}_s = \frac{\dot{m}_{\text{solar}}}{N_{e_s}} \quad (\text{kg/hp} \cdot \text{h})$$

$$\text{SFC}_s = \frac{0,56 \text{ kg/h}}{5,10 \text{ hp}} \quad (\text{kg/hp} \cdot \text{h})$$

$$\text{SFC}_s = 0,11 \text{ kg/hp} \cdot \text{h}$$

SFC untuk pengujian dengan sistem *dual fuel* pada beban 100%.

$$\text{SFC}_d = \frac{\dot{m}_d \text{ solar} + \dot{m}_{\text{CNG}}}{N_{e_d}} \quad (\text{kg/hp} \cdot \text{h})$$

$$\text{SFC}_d = \frac{(0,35 + 0,36) \text{ kg/h}}{5,03 \text{ hp}} \quad (\text{kg/hp} \cdot \text{h})$$

$$\text{SFC}_d = 0,14 \text{ kg/hp} \cdot \text{h}$$

SFC solar untuk pengujian dengan sistem *dual fuel* pada beban 100%.

$$\text{SFC}_{d \text{ solar}} = \frac{\dot{m}_d \text{ solar}}{N_{e_d}} \quad (\text{kg/hp} \cdot \text{h})$$



$$\text{SFC}_{\text{d solar}} = \frac{0,36 \text{ kg/h}}{5,03 \text{ hp}} \text{ (kg/hp. h)}$$

$$\text{SFC}_{\text{d solar}} = 0,07 \text{ kg/hp. h}$$

4.3.6 Efisiensi Thermal (η_{th})

Efisiensi *thermal* adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh motor pembakaran dalam. Untuk efisiensi *thermal* mesin diesel yang menggunakan bahan bakar kombinasi CNG-solar dituliskan dalam persamaan:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{\text{Daya efektif yang dihasilkan}}{\text{Mass flow rate bahan bakar} \cdot \text{Nilai kalor bawah bahan bakar}} \times 100\%$$

Efisiensi termal untuk pengujian dengan sistem *single fuel* pada beban 100%.

$$\eta_{\text{th s}} = \frac{N_{\text{e s}}}{\dot{m}_{\text{s}} \cdot Q_{\text{s}}} \times 100\%$$

$$\eta_{\text{th s}} = \frac{0,178 \cdot 5,10 \text{ hp}}{0,56 \text{ kg/h} \cdot 10800 \text{ kcal/kg}} \times 100\%$$

$$\eta_{\text{th s}} = 53,26 \%$$

Efisiensi termal untuk pengujian dengan sistem *dual fuel* pada beban 100%.

$$\eta_{\text{th d}} = \frac{N_{\text{e d}}}{\dot{m}_{\text{d solar}} \cdot Q_{\text{solar}} + \dot{m}_{\text{cng}} \cdot Q_{\text{cng}}} \times 100\%$$

$$\eta_{\text{th d}} = \frac{0,178 \cdot 5,03 \text{ HP}}{0,35 \text{ kg/h} \cdot 10800 \text{ kcal/kg} + 0,36 \text{ kg/h} \cdot 10779,04 \text{ kcal/kg}} \times 100\%$$

$$\eta_{\text{th d}} = 41,73 \%$$

4.3.7 Air Fuel Ratio (AFR)

Air fuel ratio atau rasio udara dan bahan bakar merupakan perbandingan antara massa dari udara dan bahan bakar pada suatu titik tinjau. Secara umum AFR dihitung sebagai berikut:

$$\text{AFR} = \frac{\dot{m}_{\text{udara}}}{\dot{m}_{\text{bahan bakar}}}$$



AFR untuk pengujian dengan sistem *single fuel* pada beban 100%.

$$\begin{aligned} \text{AFR}_s &= \frac{\dot{m}_{\text{udara}}}{\dot{m}_s} \\ \text{AFR}_s &= \frac{12,82 \text{ kg/h}}{0,56 \text{ kg/h}} \\ \text{AFR}_s &= 22,53 \end{aligned}$$

AFR untuk pengujian dengan sistem *dual fuel* pada beban 100%.

$$\begin{aligned} \text{AFR}_d &= \frac{\dot{m}_{\text{udara}}}{\dot{m}_{\text{d solar}} + \dot{m}_{\text{cng}}} \\ \text{AFR}_d &= \frac{10,3 \text{ kg/h}}{(0,35 + 0,36) \text{ kg/h}} \\ \text{AFR}_d &= 14,37 \end{aligned}$$

4.4 Analisa Unjuk Kerja

Setelah dilakukan perhitungan unjuk kerja pada data-data pengujian, maka hasil perhitungan ditampilkan dalam bentuk grafik fungsi beban listrik terhadap:

- Daya efektif
- Torsi
- Tekanan efektif rata-rata
- SFC
- Solar tersubstitusi
- Temperatur mesin
- Temperatur gas buang
- Temperatur minyak pelumas
- Temperatur cairan pendingin
- η_{th} dan AFR

yang mana pada tiap gambar grafik unjuk kerja menampilkan data semua sesi pengujian yang ditulis dalam *legend*, dengan keterangan:

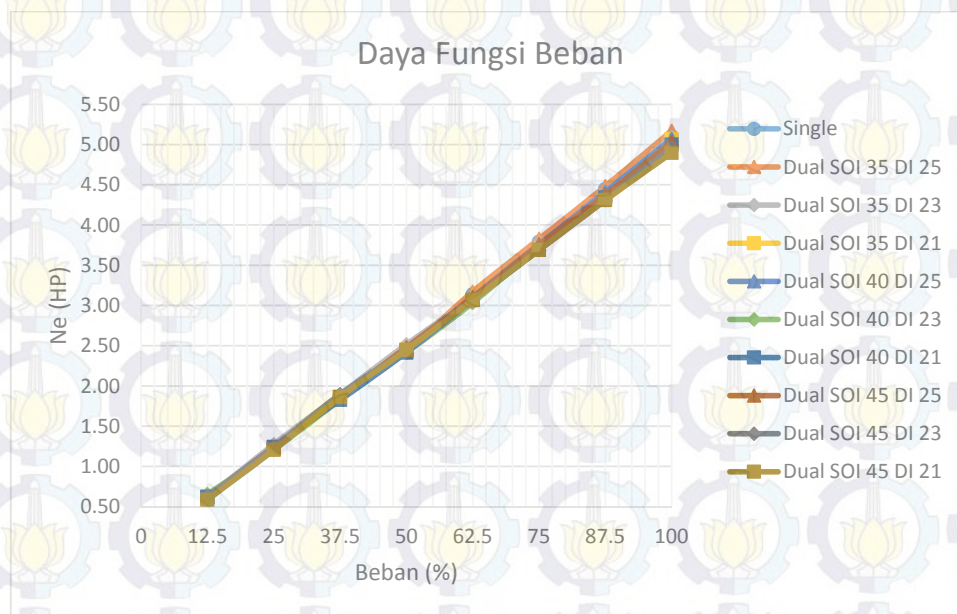
- *Single* : pengujian pada *single fuel*
- *Dual SOI 35 DI 25* : pengujian pada *dual fuel* dengan *start of injection 35° after top dead center* dan durasi injeksi 25 ms
- *Dual SOI 35 DI 23* : pengujian pada *dual fuel* dengan *start of injection 35° after top dead center* dan durasi injeksi 23 ms
- *Dual SOI 35 DI 21* : pengujian pada *dual fuel* dengan *start of injection 35° after top dead center* dan durasi injeksi 21 ms



- Dual SOI 40 DI 25 : pengujian pada *dual fuel* dengan *start of injection* 40° after *top dead center* dan durasi injeksi 25 ms
- Dual SOI 40 DI 23 : pengujian pada *dual fuel* dengan *start of injection* 40° after *top dead center* dan durasi injeksi 23 ms
- Dual SOI 40 DI 21 : pengujian pada *dual fuel* dengan *start of injection* 40° after *top dead center* dan durasi injeksi 21 ms
- Dual SOI 45 DI 25 : pengujian pada *dual fuel* dengan *start of injection* 45° after *top dead center* dan durasi injeksi 25 ms
- Dual SOI 45 DI 23 : pengujian pada *dual fuel* dengan *start of injection* 45° after *top dead center* dan durasi injeksi 23 ms
- Dual SOI 45 DI 21 : pengujian pada *dual fuel* dengan *start of injection* 45° after *top dead center* dan durasi injeksi 21 ms

4.4.1 Daya Efektif (Ne)

Daya efektif adalah analisa ukuran kemampuan dari suatu mesin untuk menghasilkan kerja yang berguna per satuan waktu yang dinyatakan dalam daya kuda (dk) atau *horse power* (hp). Berikut ini adalah grafik daya efektif terhadap beban saat mesin menggunakan bahan bakar *single fuel* dan *dual fuel*.



Gambar 4.1 Grafik daya efektif fungsi beban



Unit *generator set* tersebut bekerja dengan menghasilkan tegangan listrik dimana putaran *generator* harus dijaga konstan pada 1500 rpm untuk mendapatkan tegangan listrik tetap, sementara pada saat beban listrik ditambah maka akan menyebabkan putaran *generator* yang diputar oleh mesin akan turun. Putaran tersebut diperoleh dengan melakukan kontrol pada jumlah bahan bakar solar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar melalui mekanisme pada pompa injeksi solar. Setiap penambahan beban listrik maka jumlah minyak solar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar akan lebih banyak untuk menjaga putaran mesin konstan. Untuk mekanisme pada *dual fuel*, bahan bakar CNG yang masuk tekanan keluarannya dijaga konstan pada *pressure regulator* dan durasi injeksinya divariasikan, sementara jumlah minyak solar diatur pada pompa injeksi untuk mendapatkan putaran yang konstan pada 1500 rpm.

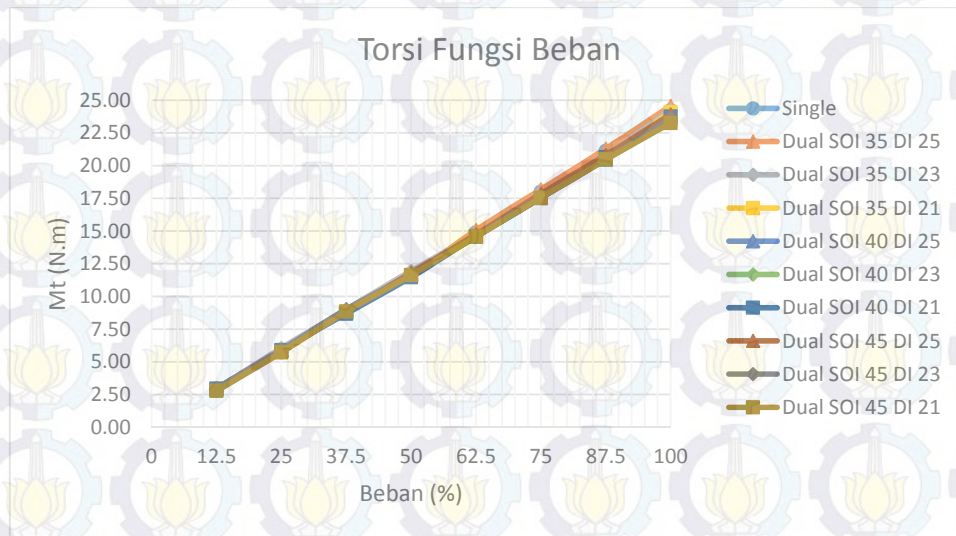
Sehingga analisa yang dapat dinyatakan adalah daya yang diperlukan akan naik dengan bertambahnya beban listrik yang diberikan sebagai kompensasi bertambahnya bahan bakar yang masuk ke ruang bakar. Bahan bakar yang bertambah banyak menyebabkan semakin banyak energi yang dapat dikonversi menjadi energi panas dan mekanik dengan udara yang cukup. Energi menjadikan daya mesin semakin besar sesuai dengan beban yang diberikan kepada mesin.

Idealnya untuk putaran mesin konstan daya akan naik sebanding dengan bertambahnya beban. Untuk beban 12.5% hingga 100% mengikuti idealnya kenaikan daya yang linier dengan kenaikan beban. Kemudian perubahan besaran daya antara dua sistem (*single fuel* dan *dual fuel*) relatif kecil, hal ini disebabkan perubahan nilai arus dan tegangan yang dihasilkan oleh genertor juga relatif kecil. Sedangkan jika ditinjau dari nilai kalor bahan bakar, CNG memiliki nilai kalor yang sedikit lebih kecil (10799 kcal/kg) dibandingkan dengan nilai kalor minyak solar (10800 kcal/kg). Artinya, penambahan energi untuk mesin juga relatif kecil saat mesin dioperasikan dengan sistem *dual fuel* sehingga perbedaan daya antara kedua sistem bahan bakar juga kecil.

4.4.2 Torsi

Torsi adalah analisa ukuran kemampuan mesin untuk menghasilkan kerja. Dalam kenyataannya torsi dari mesin dimanfaatkan untuk mengatasi hambatan

sewaktu beban diberikan ke poros mesin atau untuk berakselerasi. Sehingga dapat disimpulkan secara sederhana bahwa torsi akan semakin besar apabila beban yang diberikan juga semakin besar. Besarnya nilai kalor ditentukan oleh tekanan yang dihasilkan di dalam ruang bakar. Jika tekanan di dalam ruang bakar tinggi maka torsi yang dihasilkan juga tinggi. Gambar 4.2 merupakan grafik torsi terhadap beban saat mesin menggunakan bahan bakar *single fuel* dan *dual fuel*.



Gambar 4.2 Grafik torsi fungsi beban

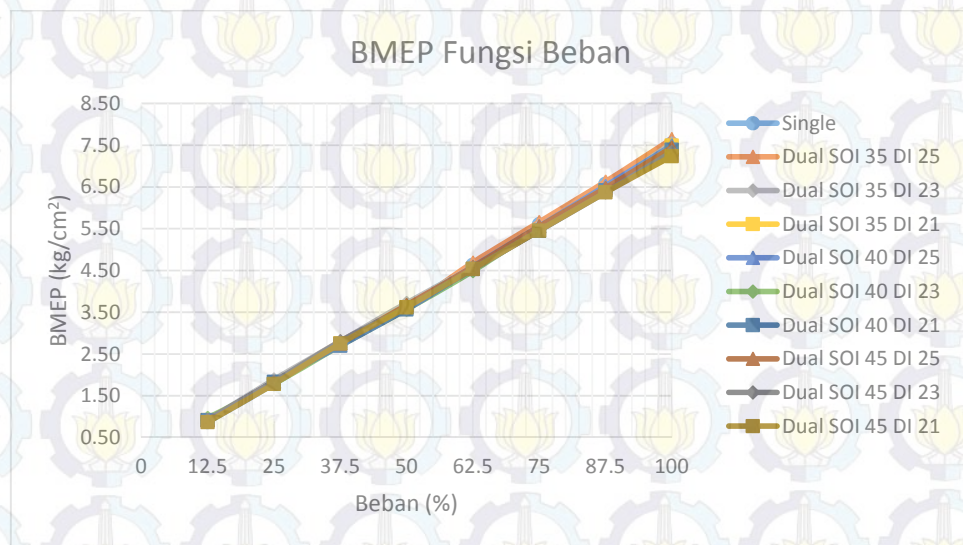
Grafik torsi mesin fungsi beban listrik ini memiliki karakteristik yang sama dengan grafik daya efektif mesin. Karena dalam pengujian penelitian ini putaran mesin dijaga konstan, maka perubahan nilai torsi bergantung variasi daya efektif yang pada akhirnya bentuk grafik yang ditunjukkan sama dengan bentuk grafik yang ditunjukkan oleh grafik daya efektif fungsi beban listrik.

Perubahan torsi antara dua sistem (*single fuel* dan *dual fuel*) relatif kecil, dikarenakan perubahan nilai arus dan tegangan yang dihasilkan oleh genertor juga relatif kecil. Secara umum penambahan durasi injeksi CNG yang masuk ke ruang bakar akan membuat torsi yang dihasilkan oleh mesin semakin besar, karena semakin banyak bahan bakar yang masuk ke ruang bakar yang kemudian diubah menjadi energi mekanik mengatasi beban pada poros mesin.



4.4.3 Brake Mean Effective Pressure (BMEP)

Brake mean effective pressure atau tekanan efektif rata-rata didefinisikan dengan tekanan tetap rata-rata teoritis yang bekerja sepanjang langkah kerja piston. Besarnya tekanan yang dialami piston berubah-ubah sepanjang langkah piston tersebut. Jika diambil tekanan berharga konstan yang bekerja pada piston dan menghasilkan kerja yang sama, maka tekanan tersebut merupakan tekanan efektif rata-rata piston.



Gambar 4.3 Grafik BMEP fungsi beban

Proses pembakaran campuran udara-bahan bakar menghasilkan tekanan yang bekerja pada piston untuk melakukan langkah kerja. Grafik bmep terlihat mempunyai kecenderungan naik seiring dengan bertambahnya beban. Apabila ditinjau dari fenomena yang terjadi di dalam mesin, kenaikan beban akan menyebabkan perubahan AFR (*air-fuel ratio*) ke arah campuran kaya bahan bakar. Semakin banyak bahan bakar yang diledakkan di ruang bakar, maka tekanan ekspansi yang dihasilkan juga akan semakin besar. Hal inilah yang menyebabkan terjadinya kenaikan BMEP seiring dengan kenaikan beban.

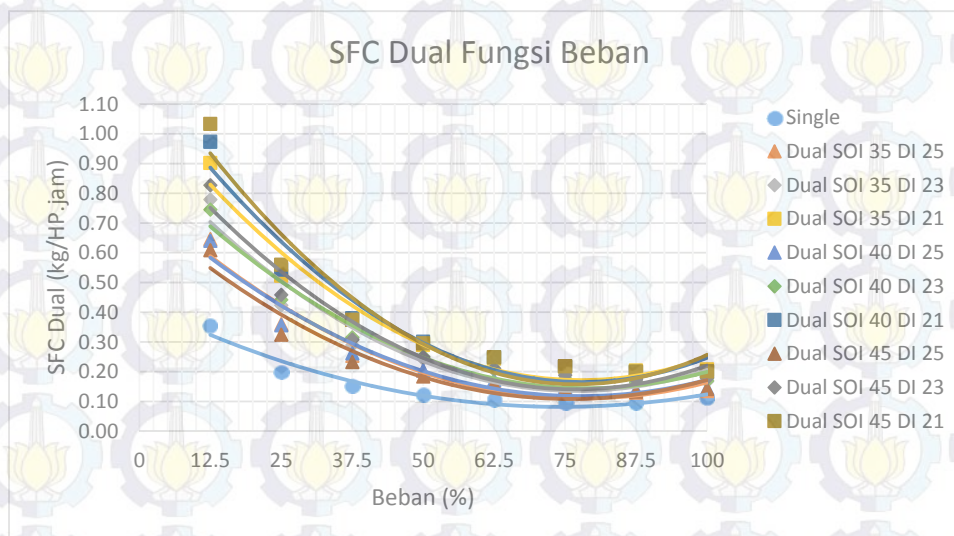
Apabila kita generalisir maka bentuk grafik BMEP fungsi beban listrik di atas membentuk garis lurus linier mengikuti bentuk ideal dari grafik BMEP fungsi beban listrik dengan mengabaikan bentuk perbedaan nilai bmep yang cukup kecil



antara masing-masing garis sesuai dengan variasi *start of injection* dan durasi injeksi CNG. Perubahan tekanan antara dua sistem (*single fuel* dan *dual fuel*) relatif kecil, hal ini akibat dari perubahan nilai arus dan tegangan yang dihasilkan oleh genertor juga relatif kecil.

4.4.4 Specific Fuel Consumption (SFC)

Specific fuel consumption atau konsumsi bahan bakar spesifik didefinisikan sebagai laju aliran bahan bakar untuk memperoleh daya efektif. Besar kecilnya SFC bergantung pada sempurna atau tidaknya campuran udara dan bahan bakar yang terbakar di dalam ruang bakar.

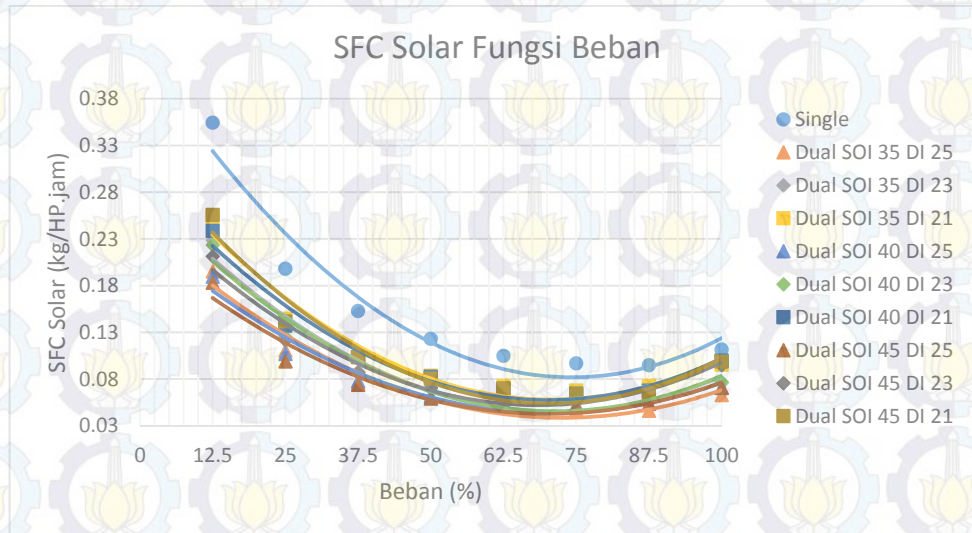


Gambar 4.4 Grafik SFC *dual fuel* fungsi beban

Pada gambar 4.4 secara umum menunjukkan bahwa SFC semakin turun seiring dengan penambahan beban yang semakin tinggi, hal ini karena semakin besar beban maka mesin akan semakin banyak memerlukan konsumsi bahan bakar pada putaran motor yang konstan. Setelah beban ditambah, grafik SFC cenderung mengalami penurunan sampai beban 75% dan nilai SFC mencapai nilai minimum. Kemudian pada beban 87,5-100%, nilai SFC mengalami peningkatan. Nilai SFC terbaik adalah yang memiliki nilai paling rendah. Nilai SFC terendah terjadi pada penggunaan bahan bakar *dual fuel* dengan pengaturan *start of injection* 45° ATDC dan durasi injeksi 25 ms yaitu naik sebesar 55,64% dibandingkan dengan menggunakan bahan bakar *single fuel*. Hal ini disebabkan besar laju aliran massa



CNG proporsional dengan laju aliran udara dan bahan bakar solar yang masuk ke ruang bakar sehingga menghasilkan pembakaran yang sempurna. Hal ini juga mengakibatkan terjadinya peningkatan daya mesin dan mengkonsumsi bahan bakar lebih efektif.



Gambar 4.5 Grafik SFC solar fungsi beban

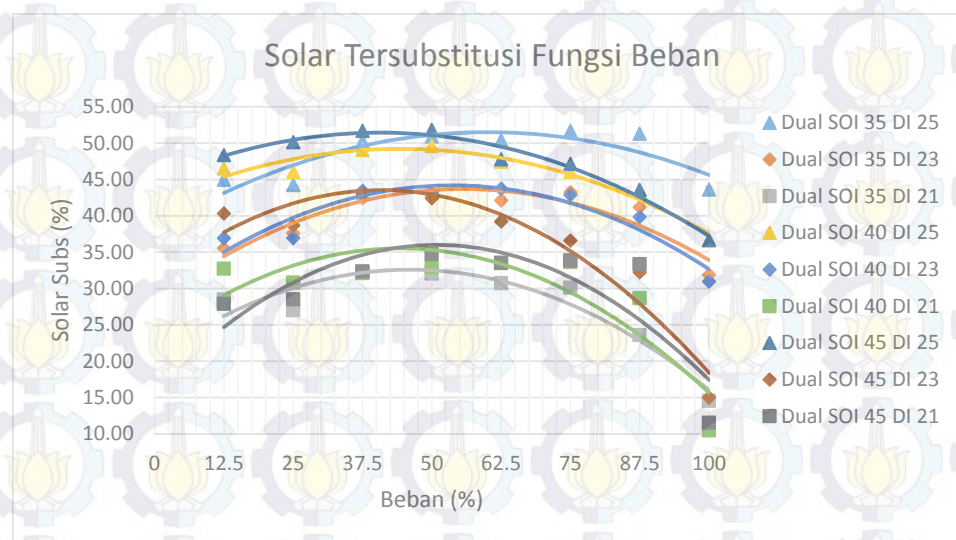
Pada gambar 4.5 menunjukkan perbandingan konsumsi bahan bakar spesifik minyak solar saja untuk *single fuel* dan pada saat *dual fuel* dioperasikan. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa secara umum konsumsi minyak solar mengalami penurunan dengan adanya penambahan CNG yang masuk ke dalam ruang bakar melalui variasi durasi injeksi. Ini berarti bahwa jumlah CNG yang masuk ke ruang bakar dapat menggantikan sejumlah bahan bakar minyak solar untuk mendapatkan daya yang dibutuhkan untuk mengatasi beban listrik.

Dari grafik terlihat bahwa SFC tertinggi pada saat beban terendah dan terus mengalami penurunan dengan bertambahnya beban hingga paling rendah rata-rata pada beban 75%, kemudian SFC untuk minyak solar naik kembali. Daya mesin naik seiring dengan kenaikan beban listrik sementara waktu konsumsi bahan bakar minyak solar semakin singkat. Pada kisaran beban 75-87,5% adalah kondisi optimal dimana waktu dan daya yang dihasilkan memberikan nilai SFC paling rendah. Fenomena yang ditampilkan dalam kondisi ini adalah AFR pada pengujian mesin putaran stasioner selalu berubah berdasarkan beban yang diberikan. Namun tidak setiap nilai AFR dapat menghasilkan pembakaran yang optimal.

Pada beban kecil, AFR yang terbentuk adalah campuran yang lebih miskin sehingga untuk menghasilkan daya efektif sebesar 1 hp selama 1 jam dibutuhkan lebih banyak campuran bahan bakar. Semakin besar beban maka AFR akan bergeser ke arah campuran yang lebih kaya, namun belum tentu setiap campuran yang kaya mampu menghasilkan daya efektif sebesar 1 hp. Pada grafik tersebut terlihat bahwa jumlah SFC minyak solar yang terkecil terjadi pada *start of injection* 45° ATDC dengan durasi injeksi 25 ms, yaitu naik sebesar 52,17% dibandingkan dengan menggunakan bahan bakar *single fuel*.

4.4.5 Bahan Bakar Solar Tersubstitusi

Bahan bakar solar tersubstitusi adalah jumlah bahan bakar solar yang tergantikan oleh bahan bakar CNG. Efisiensi konsumsi bahan bakar solar semakin baik apabila semakin banyak bahan bakar solar yang tergantikan oleh CNG.



Gambar 4.6 Grafik solar tersubstitusi fungsi beban

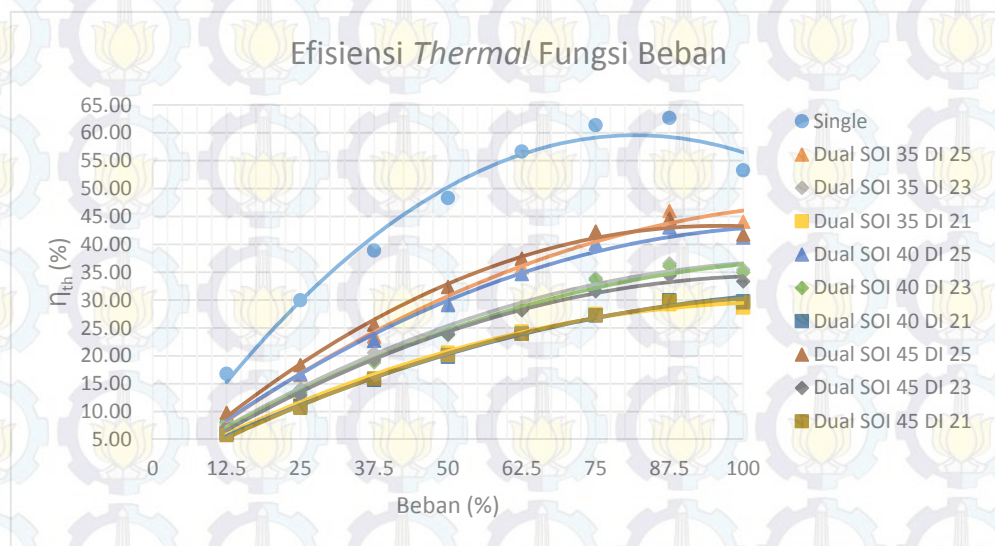
Pada gambar 4.6 dapat dilihat jumlah persentase minyak solar yang digantikan oleh CNG setiap penambahan beban listrik. Setiap penambahan durasi injeksi yang keluar dari *pressure regulator* melalui injektor CNG, maka terjadi kenaikan laju aliran massa CNG yang masuk ke dalam ruang bakar. Setiap kenaikan laju aliran massa CNG, maka besarnya jumlah persentase minyak solar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar untuk menjaga putaran mesin konstan akan semakin turun. Sehingga jumlah persentase minyak solar yang digantikan akan



semakin besar. Saat beban listrik semakin besar, jumlah minyak solar semakin banyak untuk menjaga putaran konstan sehingga persentase pergantian semakin kecil. Pada grafik tersebut terlihat bahwa jumlah persentase penggantian minyak solar rata-rata yang terbesar terjadi pada *start of injection* 45° ATDC dengan durasi injeksi 25 ms dengan solar tersubstitusi rata-rata sebesar 47,15%. Hal ini disebabkan meningkat jumlah laju aliran massa CNG yang masuk ke ruang bakar dan menggantikan porsi bahan bakar solar.

4.4.6 Efisiensi *Thermal* (η_{th})

Efisiensi *thermal* (η_{th}) adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh motor pembakaran dalam. Berikut ini adalah grafik Efisiensi *thermal* (η_{th}) terhadap beban saat mesin menggunakan bahan bakar CNG.



Gambar 4.7 Grafik efisiensi *thermal* fungsi beban

Pada gambar 4.7 terlihat bahwa efisiensi *thermal* tertinggi ada pada penggunaan *single fuel*, dan kemudian diikuti penurunan nilai efisiensi *thermal* saat laju aliran massa CNG yang direpresentasikan oleh besarnya durasi injeksi yang dilakukan penambahan. Hal ini disebabkan besar energi input melalui bahan bakar yang masuk ke ruang bakar lebih besar pada *dual fuel* untuk beban yang sama.



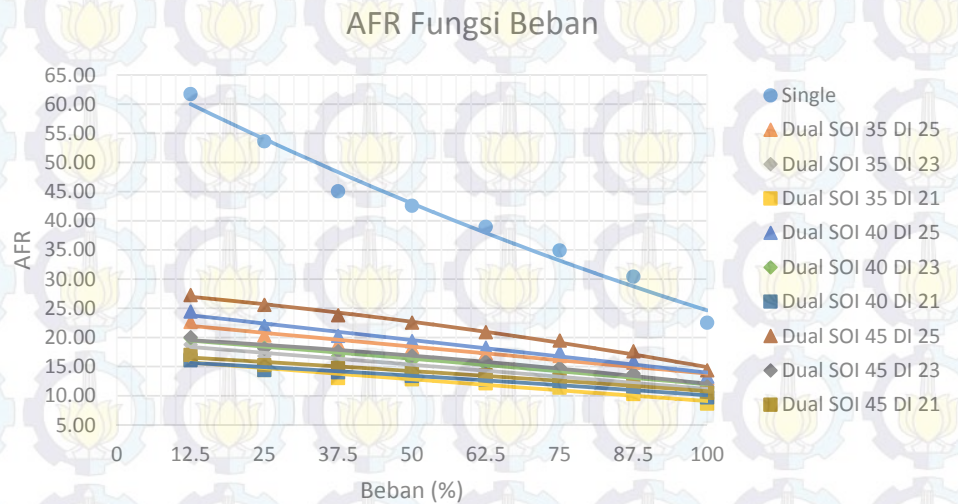
Grafik juga menunjukkan bahwa efisiensi *thermal* maksimum berada pada kisaran beban 87,5%, baik untuk *single fuel* maupun *dual fuel*.

Dapat dilihat bahwa ada hubungan antara SFC dengan nilai efisiensi *thermal* yang dihasilkan. Saat SFC turun hingga nilai terendah maka efisiensi *thermal* naik hingga bernilai maksimum, yang menggambarkan bahwa dengan naiknya efisiensi *thermal* maka semakin banyak bahan bakar yang dapat dikonversi selama proses pembakaran menjadi daya yang dikeluarkan melalui poros mesin. Saat nilai SFC naik kembali maka nilai efisiensi *thermal* turun yang mengindikasikan semakin banyak bahan bakar yang terbuang berasama gas sisa pembakaran karena tidak dapat dikonversi menjadi daya mesin pada saat proses pembakaran berlangsung di ruang bakar.

Dari variasi *start of injection* dan durasi injeksi masuk bahan bakar CNG menunjukkan efisiensi *thermal* (η_{th}) terbaik terjadi pada *start of injection* dengan derajat sebesar 35° ATDC dan durasi injeksi 25 ms. Dimana penurunan efisiensi *thermal* (η_{th}) secara rata-rata sebanyak 31,51% terhadap kondisi *single fuel*. Hal ini menunjukkan bahwa besar derajat injeksi yang optimum untuk menghasilkan efisiensi maksimal ketika menggunakan bahan bakar CNG sebesar 35° ATDC dan durasi 25 ms. Naiknya efisiensi *thermal* (η_{th}) seiring dengan *start of injection* yang dimundurkan dan lamanya durasi injeksi, hal ini disebabkan semakin banyak tersedianya waktu pembakaran dan jumlah bahan bakar CNG sehingga campuran udara-bahan bakar akan terbakar lebih banyak dimana energi hasil pembakaran yang dihasilkan akan lebih besar. Energi hasil pembakaran yang besar juga didapatkan dari laju pembakaran yang cepat karena semakin banyak campuran udara dan bahan bakar yang dapat terbakar maka efisiensi *thermal* (η_{th}) akan bertambah.

4.4.7 Rasio Udara dan Bahan Bakar (AFR)

AFR didefinisikan sebagai perbandingan antara udara dengan bahan bakar yang masuk ke ruang bakar. Besar kecilnya nilai AFR sangatlah bergantung pada banyaknya jumlah udara atau bahan bakar yang memasuki ruang bakar.



Gambar 4.8 Grafik AFR fungsi beban

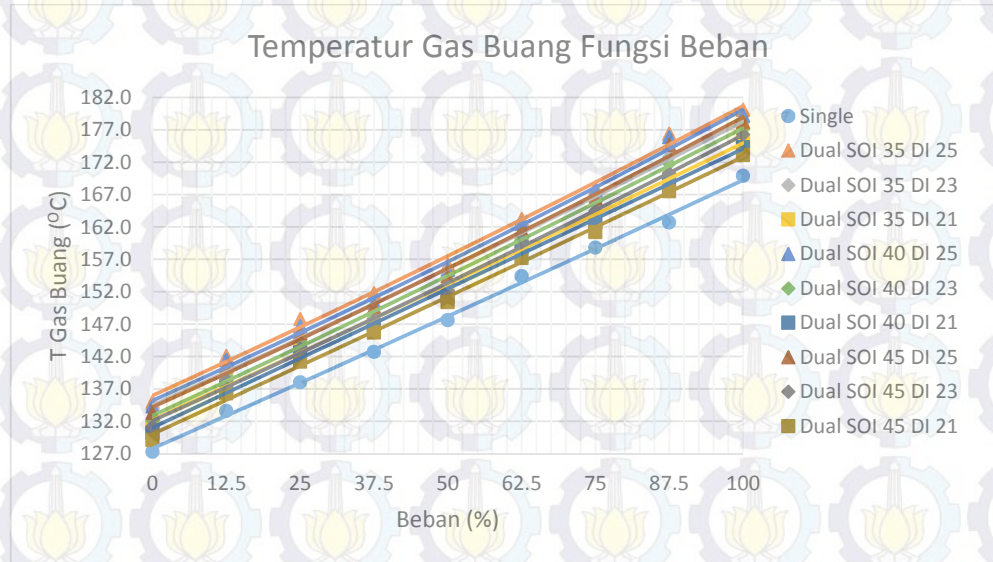
Pada gambar 4.8 menunjukkan perbedaan yang sangat besar antara AFR *single fuel* dengan *dual fuel*. Hal ini disebabkan jumlah bahan bakar yang masuk dalam sistem *dual fuel* jauh lebih besar yang disebabkan besarnya laju alir massa CNG, meskipun dengan penambahan CNG laju alir massa minyak solar berkurang. Bertambahnya beban listrik mengakibatkan AFR berkurang. Untuk setiap pengaturan *start of injection* dan durasi injeksi AFR turun sejalan dengan penambahan beban listrik. Hal ini disebabkan karena untuk mengatasi pertambahan beban, mesin harus menghasilkan daya yang besar pula. Daya yang semakin besar ini dihasilkan dari pembakaran bahan bakar yang semakin banyak, dan bahan bakar yang ditambah adalah solar karena bahan bakar CNG dimasukkan secara konstan dengan tekanan 2 bar.

Pada grafik di atas juga menunjukkan bahwa pada pengaturan *start of injection* 45° ATDC dan durasi injeksi 25 ms terjadi penurunan AFR sebesar 52,04% pada tekanan CNG 2 bar. Hal ini membuktikan bahwa durasi injeksi yang lama akan menyebabkan bertambahnya jumlah pasokan laju aliran massa CNG yang masuk ke ruang bakar. Kemudian jika dilihat dari LHV bahan bakar, CNG memiliki kandungan lebih kecil dari pada solar, yaitu 10779 kcal/kg. Sehingga mesin membutuhkan bahan bakar CNG yang lebih sedikit pada *dual fuel* untuk mengatasi beban listrik yang sama pada *single fuel*. Hal inilah yang menjadikan



AFR pada *dual fuel* lebih kecil/campuran bahan bakar lebih kaya dibandingkan dengan pengujian pada *single fuel*.

4.4.8 Temperatur



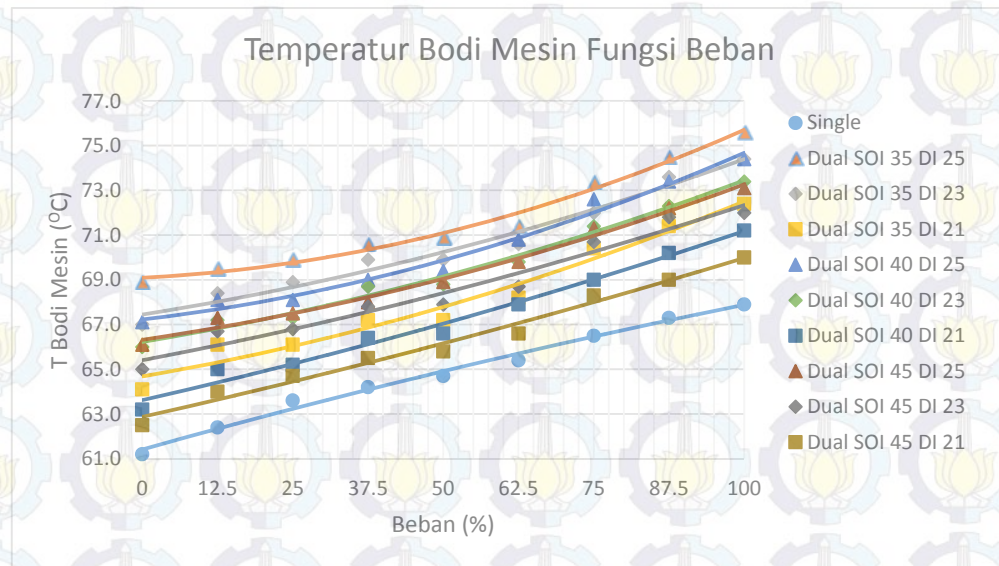
Gambar 4.9 Grafik temperatur gas buang fungsi beban

Pada gambar 4.9 menunjukkan pengaruh *start of injection* dan durasi injeksi CNG terhadap temperatur gas buang setiap kenaikan beban listrik. Dalam grafik digambarkan bahwa adanya peningkatan temperatur gas buang terhadap kenaikan beban, yang disebabkan bertambahnya jumlah energi input ke dalam ruang bakar untuk memberikan daya mesin terhadap kenaikan beban listrik. Selain itu grafik juga menunjukkan kenaikan nilai temperatur gas buang setiap *start of injection* yang dimajukan dan penambahan durasi injeksi CNG, dan tentunya yang menyebabkan hal ini adalah jumlah energi input ke ruang bakar bertambah besar.

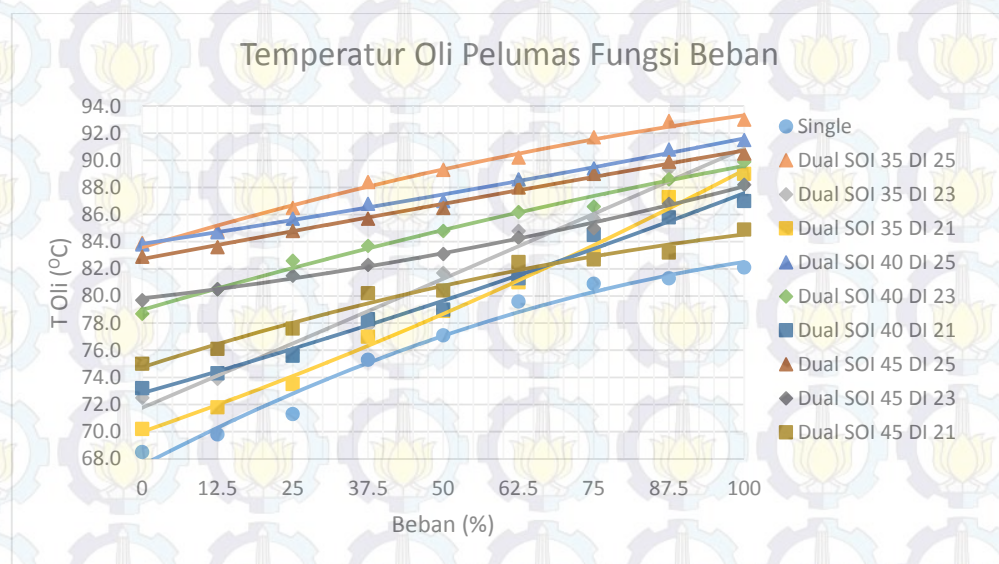
Analisa yang dipahami dari gambaran tersebut adalah bahwa pertambahan energi input ke dalam ruang bakar dengan cara menambah kuantitas bahan bakar membuat semakin banyak energi yang dikonversi menjadi energi panas melalui proses pembakaran dalam ruang bakar. Dan apabila campuran bahan bakar menjadi terlalu kaya menyebabkan semakin banyak bahan bakar yang tidak terbakar selama proses pembakaran dan keluar sebagai *unburnt fuel*, sehingga gas buang yang tercampur dengan *unburnt fuel* tersebut temperaturnya menjadi lebih panas.



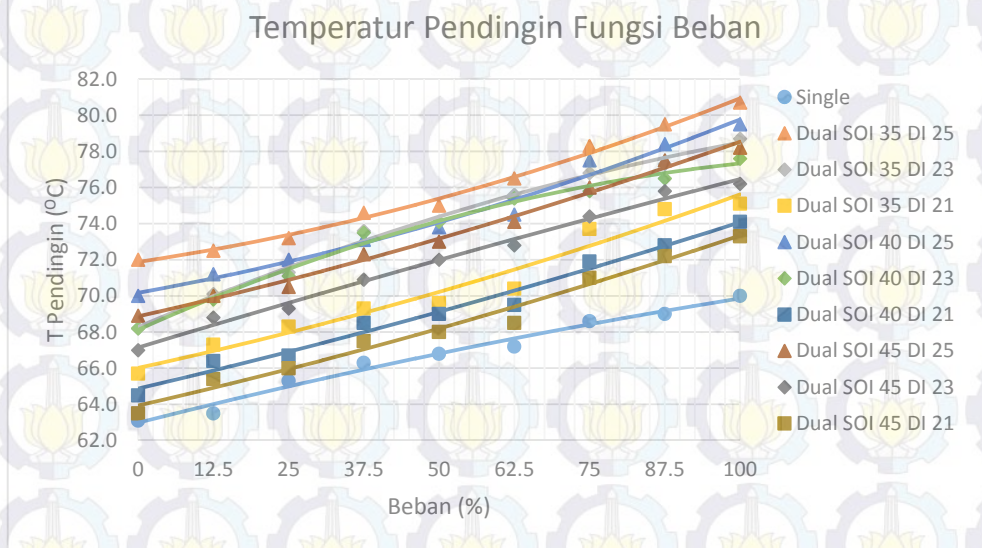
Data yang diambil untuk temperatur gas buang didukung dengan data yang diambil untuk pelumas mesin, mesin dan cairan pendingin di bawah ini:



Gambar 4.10 Grafik temperatur bodi mesin fungsi beban



Gambar 4.11 Grafik temperatur oli pelumas fungsi beban



Gambar 4.12 Grafik temperatur cairan pendingin fungsi beban

Melalui grafik yang ditampilkan pada tiga gambar 4.10, 4.11 dan 4.12 secara umum menunjukkan bahwa kenaikan laju aliran massa (penambahan durasi injeksi) CNG dan memajukan *strat of injection* meningkatkan temperatur mesin, pelumas dan cairan pendingin. Begitu juga dengan kenaikan beban listrik mengakibatkan kenaikan temperatur ketiganya. Karena semakin banyak bahan campuran udara-bahan bakar yang masuk ke ruang bakar maka semakin besar pula energi panas yang dihasilkan, baik yang ikut terbuang melalui gas sisa pembakaran ataupun yang diambil oleh pelumas dan cairan pendingin dan dibuang ke lingkungan sekitar.

Jika dibandingkan ketiga grafik di atas dengan grafik temperatur gas buang, maka terlihat jelas kenaikan garis tren temperatur di setiap sesi pengujian, hal ini karena adanya penambahan jumlah bahan bakar CNG yang masuk ke ruang bakar sehingga menaikkan temperatur mesin, pelumas dan cairan pendingin.



BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari serangkaian pengujian, perhitungan, dan analisis data yang telah dilakukan, maka dapat disimpulkan sebagai berikut:

1. Perancangan mekanisme pemasukan bahan bakar CNG sistem *dual fuel* pada mesin diesel Diamond Di 800 *single cylinder* dilakukan dengan memodifikasi pada saluran *intake manifold* dan melakukan kalibrasi pada saat awal mesin akan dioperasikan dengan menggunakan bahan bakar *dual fuel* solar-CNG.
2. Dengan melakukan pengaturan *start of injection* dan durasi injeksi pada sistem *dual fuel* didapatkan performa yang lebih optimal dibandingkan saat menggunakan *single fuel*. Pengaturan paling optimal terjadi pada *start of injection* 45° ATDC dan durasi injeksi 25 ms, yaitu CNG dapat menggantikan porsi bahan bakar solar hingga 47,15% dan SFC solar rata-rata mengalami penurunan sebesar 52,17%, tetapi SFC *dual fuel* rata-rata meningkat hingga 55,64% dibandingkan SFC *single fuel*. Pada pengaturan *start of injection* 45° ATDC dan durasi injeksi 25 pada sistem *dual fuel* juga menurunkan efisiensi *thermal* rata-rata sebesar 31,51% dan AFR rata-rata sebesar 52,04% dibandingkan sistem *single fuel*.

5.2 Saran

Dari serangkaian pengujian, perhitungan, dan analisa data yang telah dilakukan, maka dapat diberikan beberapa saran untuk dikaji sebagai berikut:

1. *Density* bahan bakar CNG lebih rendah dibandingkan bahan bakar solar. Sehingga diperlukan peralatan tambahan pada saluran *intake* (turbo) agar dalam penggunaan mesin diesel *dual fuel* didapatkan performa yang optimal. Mengingat mesin yang dipakai desain awal untuk kendaraan berbahan bakar solar standar.
2. Perlu dilakukan penelitian tentang bahan bakar CNG yang lebih komprehensif, mengingat semakin lama persediaan bahan bakar cair semakin menipis dan



banyaknya produsen otomotif yang memproduksi kendaraan dengan bahan bakar CNG di produk barunya.

3. Perlu dilakukan penelitian lebih lanjut agar didapatkan pengaturan *start of ignition* dan durasi injeksi yang optimal pada mesin diesel *dual fuel*.



DAFTAR PUSTAKA

- [1] Korakiantis, T. Namasivayam, A.M and Crookies, R.J. (2011), “Natural-Gas Fueled Spark-Ignition (SI) and Compression-Ignition (CI) Engine Performance and Emissions”, *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol.37, hal.89-112.
- [2] Tamam, Zuhri. (2015), *Karakterisasi Unjuk Kerja Mesin Diesel Generator Set Sistem Dual Fuel Solar dan Syngas Batubara*, Tesis Magister, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- [3] Lounici, M. Said. Loubar, Khaled. Tarabet, Lyes. Balistrrou, Mourad. Niculescu, D. Catalin. and Tazerout, Mohand. (2014), “Towards Improvement of Natural Gas-Diesel Dual Fuel Mode: An Experimental Investigation on Performance and Exhaust Emissions”, *Energi*, Vol.64, hal.200-211.
- [4] Aminuddin, Achmad. (2014), *Uji Performa Mesin Sinjai Berbahan Bakar Bi-Fuel (Premium-Compressed Natural Gas) dengan Pengaturan Durasi Injeksi dan Air Fuel Ratio*, Tesis Magister, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- [5] Warsita, Aris. (2012), Pengaruh *Injection Timing* dan Prosentase Campuran Minyak Diesel dengan Bahan Bakar Biodiesel terhadap Karakteristik Mesin dan Emisi Gas Buang, *TRAKSI*, Vol.12, No.2, hal.1-15.
- [6] Mathur, M.I. and Sharma R.P. (1980), *A Course in Internal Combustion Engine*, 3rd Edition, Dhanpat Rai and Sons, Nai Sarak, Delhi.
- [7] Fox, R.W., McDonald A.T. and Pritchard, P.J. (2003), *Introduction to Fluids Mechanics*, 6th Edition, John Wiley and Sons, Denver.
- [8] <http://energyefficiencyasia.org>, 29 September 2014.
- [9] Kawano, D. Sungkono. (2014), *Motor Bakar Torak (Diesel)*, Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS, Surabaya.
- [10] PT. Pgas Solution, Wilayah Surabaya. (2014), Surabaya.
- [11] Semin and Bakar, A.R. (2008), “A Technical Review of Compressed Natural Gas as an Alternative Fuel for Internal Combustion Engines”. *American J. of Engineering and Applied Sciences 1*, hal.302-311.



- [12] Heywood, J.B. (1988), *Internal Combustion Engine*, Mc.Graw Hill, London.
- [13] Budyanto, M. Arif. (2012), *Simulasi Pembakaran Mesin Diesel Bahan Bakar Ganda (Solar-Gas)*, Tesis Magister, Universitas Indonesia, Depok.
- [14] www.google.com, 7 April 2015.
- [15] <https://elearning.pln-pusdiklat.co.id>, *Teknik Listrik Terapan*, Pusat Pendidikan dan Pelatihan, PT PLN (Persero).
- [16] ASME PTC 17 (1991). *Reciprocating Internal Combustion Engines*. Performance test code. 345 east 47th street, New York. 10017.
- [17] Tippawong, N.A., Promwungkwa, P. and Rerkkriangkrai (2006), *Long-term Operation of A Small Biogas/Diesel Dual Fuel Engine for On-farm Electricity Generation*, Chiang Mai University, Thailand.
- [18] Bedoya, I. D., Arrieta, A.A. and Cadavid, F.J. (2009), "Effects of mixing system and pilot fuel quality on dieselbiogas dual fuel engine performance", *Bioresour Technol*, Vol.100, hal.6624-6629.
- [19] Luft, S. (2008), *Attempt to Compare Basic Combustion Parameters of A Dual-Fuel Compression Ignition Engine for Various Main Fuels and Their Delivery Modes*, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Krakowskiej.
- [20] Nasution, A.S. (2010), *Proses Pembuatan Bahan Bakar Bensin dan Solar Ramah Lingkungan*, Pusat Penelitian Dan Pengembangan Teknologi Minyak Dan Gas Bumi, Jakarta.
- [21] Yang, Bo. Wei, Xing. Xi, Chengxun. Liu, Yivu. Zeng, Ke. and Lai, Mingchai. (2014), "Experimental Study of The Effects of Natural Gas Injection Timing on The Combustion Performance and Emissions of a Turbocharged Common Rail Dual-Fuel Engine", *Energy Conversion and Management*, Vol.87, hal.297-304.

LAMPIRAN 1

DATA HASIL PENELITIAN

1. Data unjuk kerja mesin diesel *generator set* menggunakan *single fuel* solar.

Beban Listrik (%)	AFR	Ne	Mt		BMEP	SFC	η_{th}
		hp	N.m	kg.cm	kg/cm ²	kg/hp.h	%
0	64.00						
12.5	61.74	0.59	2.79	28.37	0.87	0.35	16.76
25	53.63	1.21	5.73	58.41	1.78	0.20	29.97
37.5	45.07	1.86	8.85	90.12	2.75	0.15	38.86
50	42.59	2.45	11.63	118.50	3.62	0.12	48.29
62.5	38.98	3.14	14.91	151.88	4.64	0.10	56.65
75	34.93	3.79	18.02	183.59	5.61	0.10	61.35
87.5	30.42	4.45	21.13	215.30	6.58	0.09	62.66
100	22.53	5.10	24.25	247.01	7.54	0.11	53.26
Rata-	41.24	2.82	13.41	136.65	4.17	0.15	45.98

2. Data unjuk kerja mesin diesel *generator set* menggunakan *dual fuel* solar-CNG dengan pengaturan *start of injection* 35° ATDC dan durasi injeksi 25 ms.

Beban Listrik (%)	AFR	Ne	Mt		BMEP	SFC Dual	SFC Solar	SFC CNG	Fuel Subs.	η_{th}
		hp	N.m	kg.cm	kg/cm ²	kg/hp.h			%	%
0	23.83									
12.5	22.66	0.62	2.95	30.04	0.92	0.65	0.20	0.45	44.94	9.20
25	20.34	1.24	5.90	60.08	1.84	0.36	0.11	0.25	44.24	16.53
37.5	18.91	1.90	9.01	91.79	2.80	0.25	0.08	0.18	50.29	23.47
50	18.28	2.45	11.63	118.50	3.62	0.20	0.06	0.14	50.91	29.30
62.5	17.26	3.17	15.07	153.55	4.69	0.17	0.05	0.11	50.40	35.84
75	16.82	3.83	18.18	185.26	5.66	0.14	0.05	0.09	51.70	42.12
87.5	15.66	4.48	21.30	216.97	6.63	0.13	0.05	0.08	51.29	45.94
100	13.01	5.17	24.57	250.35	7.65	0.14	0.06	0.07	43.62	44.02
Rata-rata	18.53	2.86	13.58	138.32	4.22	0.25	0.08	0.17	48.42	30.80

3. Data unjuk kerja mesin diesel *generator set* menggunakan *dual fuel* solar-CNG dengan pengaturan *start of injection* 35° ATDC dan durasi injeksi 23 ms.

Beban Listrik (%)	AFR	Ne	Mt		BMEP kg/cm ²	SFC Dual	SFC Solar	SFC CNG	Fuel Subs. %	η_{th} %
		hp	N.m	kg.cm						
0	19.88									
12.5	18.79	0.62	2.95	30.04	0.92	0.78	0.23	0.55	35.56	7.63
25	16.83	1.28	6.06	61.75	1.89	0.42	0.12	0.30	37.64	14.05
37.5	16.55	1.90	9.01	91.79	2.80	0.29	0.09	0.20	42.44	20.54
50	14.82	2.52	11.96	121.83	3.72	0.24	0.07	0.17	42.78	24.42
62.5	14.19	3.10	14.74	150.21	4.59	0.21	0.06	0.15	42.13	28.81
75	13.79	3.76	17.86	181.92	5.56	0.18	0.05	0.12	43.22	33.92
87.5	12.76	4.38	20.81	211.96	6.47	0.16	0.06	0.11	41.19	36.56
100	10.62	5.10	24.25	247.01	7.54	0.17	0.08	0.09	31.89	35.45
Rata-rata	15.36	2.83	13.45	137.06	4.19	0.31	0.09	0.21	39.61	25.17

4. Data unjuk kerja mesin diesel *generator set* menggunakan *dual fuel* solar-CNG dengan pengaturan *start of injection* 35° ATDC dan durasi injeksi 21 ms.

Beban Listrik (%)	AFR	Ne	Mt		BMEP kg/cm ²	SFC Dual	SFC Solar	SFC CNG	Fuel Subs. %	η_{th} %
		hp	N.m	kg.cm						
0	17.31									
12.5	16.24	0.62	2.95	30.04	0.92	0.90	0.25	0.65	28.47	6.60
25	14.41	1.21	5.73	58.41	1.78	0.52	0.14	0.38	27.00	11.38
37.5	13.03	1.86	8.85	90.12	2.75	0.37	0.10	0.27	32.18	15.89
50	12.82	2.45	11.63	118.50	3.62	0.29	0.08	0.21	32.05	20.54
62.5	12.13	3.07	14.58	148.54	4.54	0.24	0.07	0.17	30.73	24.35
75	11.39	3.69	17.53	178.58	5.45	0.22	0.07	0.15	30.11	27.51
87.5	10.29	4.34	20.64	210.29	6.42	0.20	0.07	0.13	23.59	29.25
100	8.64	5.07	24.08	245.34	7.49	0.21	0.10	0.11	14.53	28.65
Rata-rata	12.92	2.79	13.25	134.98	4.12	0.37	0.11	0.26	27.33	20.52

5. Data unjuk kerja mesin diesel *generator set* menggunakan *dual fuel* solar-CNG dengan pengaturan *start of injection* 40° ATDC dan durasi injeksi 25 ms.

Beban Listrik (%)	AFR	Ne	Mt		BMEP	SFC Dual	SFC Solar	SFC CNG	Fuel Subs.	η_{th}
		hp	N.m	kg.cm	kg/cm ²	kg/hp.h			%	%
0	25.70									
12.5	24.44	0.62	2.95	30.04	0.92	0.64	0.19	0.45	46.53	9.28
25	21.97	1.24	5.90	60.08	1.84	0.36	0.11	0.25	46.06	16.70
37.5	20.29	1.83	8.68	88.46	2.70	0.26	0.08	0.18	49.06	22.70
50	19.39	2.45	11.63	118.50	3.62	0.20	0.06	0.14	49.60	29.06
62.5	18.25	3.10	14.74	150.21	4.59	0.17	0.06	0.12	47.47	34.67
75	17.42	3.76	17.86	181.92	5.56	0.15	0.05	0.10	46.06	40.08
87.5	15.91	4.41	20.97	213.63	6.52	0.14	0.05	0.08	43.31	42.99
100	13.29	5.07	24.08	245.34	7.49	0.14	0.07	0.07	36.68	41.21
Rata-rata	19.63	2.81	13.35	136.02	4.15	0.26	0.08	0.17	45.60	29.59

6. Data unjuk kerja mesin diesel *generator set* menggunakan *dual fuel* solar-CNG dengan pengaturan *start of injection* 40° ATDC dan durasi injeksi 23 ms..

Beban Listrik (%)	AFR	Ne	Mt		BMEP	SFC Dual	SFC Solar	SFC CNG	Fuel Subs.	η_{th}
		hp	N.m	kg.cm	kg/cm ²	kg/hp.h			%	%
0	21.69									
12.5	19.89	0.66	3.11	31.71	0.97	0.75	0.22	0.52	36.92	7.98
25	18.22	1.21	5.73	58.41	1.78	0.44	0.12	0.32	36.94	13.46
37.5	16.84	1.83	8.68	88.46	2.70	0.32	0.09	0.23	43.42	18.84
50	16.07	2.41	11.47	116.83	3.57	0.25	0.07	0.18	43.23	23.75
62.5	15.39	3.03	14.42	146.87	4.49	0.21	0.06	0.15	43.71	28.58
75	14.76	3.72	17.69	180.25	5.51	0.18	0.06	0.12	42.88	33.65
87.5	13.57	4.34	20.64	210.29	6.42	0.16	0.06	0.11	39.84	36.09
100	11.35	5.03	23.92	243.67	7.44	0.17	0.08	0.09	30.96	34.97
Rata-rata	16.42	2.78	13.21	134.56	4.11	0.31	0.09	0.21	39.74	24.67

7. Data unjuk kerja mesin diesel *generator set* menggunakan *dual fuel* solar-CNG dengan pengaturan *start of injection* 40° ATDC dan durasi injeksi 21 ms.

Beban Listrik (%)	AFR	Ne	Mt		BMEP	SFC Dual	SFC Solar	SFC CNG	Fuel Subs.	η_{th}
		hp	N.m	kg.cm	kg/cm ²	kg/hp.h			%	%
0	17.80									
12.5	16.08	0.62	2.95	30.04	0.92	0.97	0.24	0.73	32.71	6.11
25	14.41	1.24	5.90	60.08	1.84	0.54	0.14	0.41	30.80	10.95
37.5	14.00	1.83	8.68	88.46	2.70	0.38	0.10	0.28	32.12	15.67
50	13.39	2.41	11.47	116.83	3.57	0.30	0.08	0.22	32.92	19.78
62.5	12.75	3.07	14.58	148.54	4.54	0.25	0.07	0.18	33.50	23.95
75	12.06	3.69	17.53	178.58	5.45	0.22	0.06	0.15	33.65	27.23
87.5	11.26	4.34	20.64	210.29	6.42	0.20	0.07	0.13	28.68	29.96
100	9.73	5.00	23.75	242.00	7.39	0.20	0.10	0.10	10.47	29.78
Rata-rata	13.50	2.78	13.19	134.35	4.10	0.38	0.11	0.27	29.36	20.43

8. Data unjuk kerja mesin diesel *generator set* menggunakan *dual fuel* solar-CNG dengan pengaturan *start of injection* 45° ATDC dan durasi injeksi 25 ms.

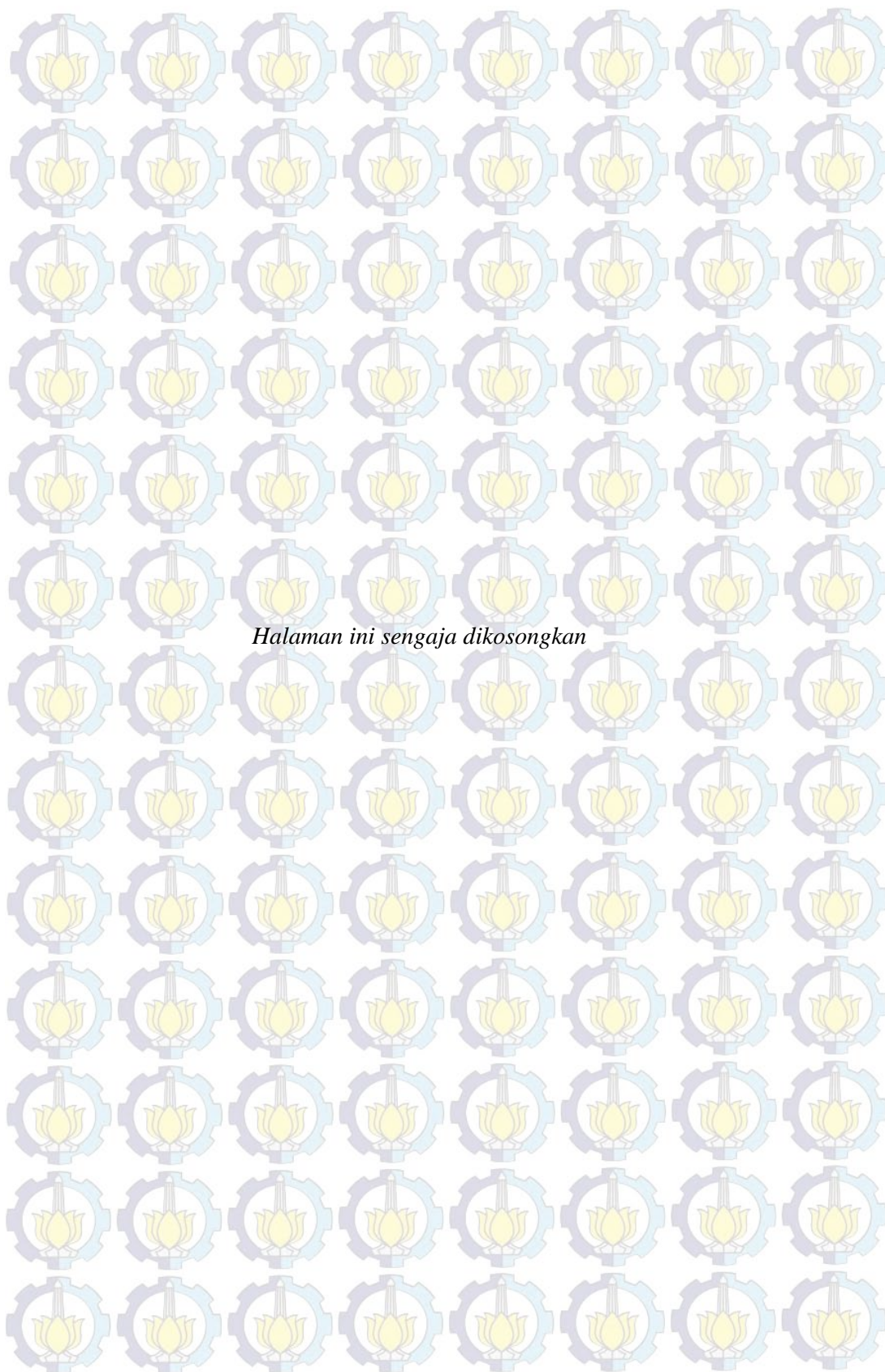
Beban Listrik (%)	AFR	Ne	Mt		BMEP	SFC Dual	SFC Solar	SFC CNG	Fuel Subs.	η_{th}
		hp	N.m	kg.cm	kg/cm ²	kg/hp.h			%	%
0	28.93									
12.5	27.29	0.62	2.95	30.04	0.92	0.61	0.18	0.43	48.35	9.78
25	25.59	1.24	5.90	60.08	1.84	0.32	0.10	0.23	50.13	18.34
37.5	23.82	1.86	8.85	90.12	2.75	0.23	0.07	0.16	51.69	25.60
50	22.57	2.48	11.80	120.17	3.67	0.18	0.06	0.12	51.84	32.34
62.5	20.89	3.10	14.74	150.21	4.59	0.16	0.05	0.10	47.78	37.42
75	19.49	3.76	17.86	181.92	5.56	0.14	0.05	0.09	47.15	42.27
87.5	17.66	4.38	20.81	211.96	6.47	0.13	0.05	0.08	43.57	44.63
100	14.37	5.03	23.92	243.67	7.44	0.14	0.07	0.07	36.64	41.73
Rata-rata	22.29	2.81	13.35	136.02	4.15	0.24	0.08	0.16	47.15	31.51

9. Data unjuk kerja mesin diesel *generator set* menggunakan *dual fuel* solar-CNG dengan pengaturan *start of injection* 45° ATDC dan durasi injeksi 23 ms.

Beban Listrik (%)	AFR	Ne	Mt		BMEP	SFC Dual	SFC Solar	SFC CNG	Fuel Subs.	η_{th}
		hp	N.m	kg.cm	kg/cm ²	kg/hp.h			%	%
0	21.95									
12.5	20.06	0.62	2.95	30.04	0.92	0.83	0.21	0.62	40.31	7.19
25	18.09	1.24	5.90	60.08	1.84	0.46	0.12	0.34	38.69	12.96
37.5	17.65	1.90	9.01	91.79	2.80	0.31	0.09	0.22	43.02	19.32
50	16.91	2.45	11.63	118.50	3.62	0.25	0.07	0.18	42.41	23.90
62.5	15.90	3.07	14.58	148.54	4.54	0.21	0.06	0.15	39.22	28.17
75	14.83	3.69	17.53	178.58	5.45	0.19	0.06	0.13	36.60	31.59
87.5	13.83	4.31	20.48	208.62	6.37	0.17	0.06	0.11	32.22	34.40
100	11.64	4.96	23.59	240.33	7.34	0.18	0.09	0.08	15.00	33.33
Rata-rata	16.76	2.78	13.21	134.56	4.11	0.32	0.10	0.23	35.93	23.86

10. Data unjuk kerja mesin diesel *generator set* menggunakan *dual fuel* solar-CNG dengan pengaturan *start of injection* 45° ATDC dan durasi injeksi 21 ms..

Beban Listrik (%)	AFR	Ne	Mt		BMEP	SFC Dual	SFC Solar	SFC CNG	Fuel Subs.	η_{th}
		hp	N.m	kg.cm	kg/cm ²	kg/hp.h			%	%
0	18.82									
12.5	17.01	0.59	2.79	28.37	0.87	1.03	0.26	0.78	27.89	5.76
25	15.26	1.21	5.73	58.41	1.78	0.56	0.14	0.42	28.50	10.63
37.5	14.79	1.86	8.85	90.12	2.75	0.37	0.10	0.27	32.35	15.90
50	14.25	2.45	11.63	118.50	3.62	0.30	0.08	0.22	34.73	20.14
62.5	13.52	3.07	14.58	148.54	4.54	0.25	0.07	0.18	33.50	23.95
75	12.80	3.69	17.53	178.58	5.45	0.22	0.06	0.15	33.86	27.26
87.5	11.97	4.31	20.48	208.62	6.37	0.20	0.06	0.14	33.34	29.77
100	10.46	4.90	23.26	236.99	7.24	0.20	0.10	0.10	11.52	29.56
Rata-rata	14.32	2.76	13.11	133.52	4.08	0.39	0.11	0.28	29.46	20.37



BIODATA PENULIS



DATA PRIBADI

Nama : Ahmad Arif
Tempat, Tanggal Lahir : Padang Panjang, 27 Februari 1989
Jenis Kelamin : Laki - laki
Agama : Islam
Pendidikan Terakhir : S2 Teknik Mesin ITS
Alamat Asal : Jl. A. Yani No.19 RT. 12 Kel. Ngalau, Kec. Padang Panjang Timur, Kota Padang Panjang, Sumatera Barat
No. HP : 085263951704
E-mail : ahmad.arif.yz@gmail.com

RIWAYAT PENDIDIKAN

- | Tahun | Pendidikan |
|---------------|---|
| • 2013 – 2015 | S2 Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember |
| • 2007 – 2012 | S1 Pendidikan Teknik Otomotif Fakultas Teknik Universitas Negeri Padang |
| • 2004 – 2007 | SMK N 1 Bukittinggi |
| • 2001 – 2004 | MTs N Padang Panjang |
| • 1995 – 2001 | SDN 07 Baing Malalo |

SEMINAR NASIONAL

- Seminar Nasional Manajemen Teknologi XXIII dengan tema “Implementasi *Tripple Bottom Line* untuk Menunjang Sustainability Pembangunan”, di MMT ITS tahun 2015.